

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

Бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **Розрахунок шоккової дробарки з вузлом пуску
на базі гідравлічного приводу**

Виконав: студент IV курсу,

групи 401-ММ

спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Колодочка В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Вірченко В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Захарченко І.В.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2026 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

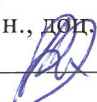
**Розрахунок шокової дробарки з вузлом пуску на базі
гідравлічного приводу**
Кваліфікаційна робота бакалавра

Лист затвердження

ГММ.401-ММ.008-00.00.000 КРБ - ЛУ

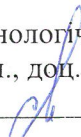
Розробив здобувач групи 401-ММ

 Володимир КОЛОДОЧКА
«19» 06 2026 р.

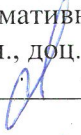
Керівник
к.т.н., доц.
 Віктор ВІРЧЕНКО
«19» 06 2026 р.

Консультант з технологічного розділу
к.т.н., доц.
 Іван РОГОЗІН
«19» 06 2026 р.

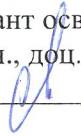
Технологічний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«19» 06 2026 р.

Нормативний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«19» 06 2026 р.

Гарант освітньо-професійної програми
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«19» 06 2026 р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
галузевого машинобудування та
мехатроніки, к.т.н., доц.

 Олександр ОРИСЕНКО

Перш. застосує.		№ рядка	Формат	Позначення	Назва	Кільк. листів	№ екз.	Примітка
		1						
		2			Документація загальна			
		3						
		4			Вперше розроблено			
		5						
Додатк. №		6	A4	ГММ.401-ММ.008-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	2	-	
		7	A4	ГММ.401-ММ.008-00.00.000А	Анотація	2	-	
		8						
		9	A1	ГММ.401-ММ.008-00.00.000 ВЗ	Дробарка щокорова з вузлом	1	-	
		10			пуску гідроприводним			
		11			Вигляд загальний			
		12						
		13	A4	ГММ.401-ММ.008-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка		-	
		14						
		15				Документація		
Підп. і дата		16			по складальних одиницях			
		17						
		18			Вперше розроблено			
		19						
Інв. № дубл.		20	A4	ГММ.401-ММ.008-02.00.000	Вузол пуску гідроприводний	1	-	
		21	A1	ГММ.401-ММ.008-02.00.000 СК	Вузол пуску гідроприводний	1	-	
Взам. інв. №		22			Складальне креслення			
		23						
		24						
Підп. і дата								
Інв. № дубл.								

ГММ.401-ММ.008-00.00.000ВП				
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	
Розроб.	Колодочка	<i>[підпис]</i>	19.06	
Перевір.	Вірченко	<i>[підпис]</i>	19.06	
Тех.контр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	19.06	
Н.контр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	19.06	
Затв.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	19.06	

Розрахунок щокорої дробарки з вузлом пуску на базі гідролічного приводу			Літ.	Лист	Листів
Відомість дипломного проекту			Н	1	2
			НУП		
			2026		

Копіював	Формат	A4
----------	--------	----

№ рядка	Формат	Позначення	Назва	Кільк. листів	№ екз.	Примітка
1						
2	A4	ГММ.401-ММ.008-02.01.000	Кронштейн	1	-	
3	A2	ГММ.401-ММ.008-02.01.000 СК	Кронштейн	1	-	
4			Складальне креслення			
5						
6	A4	ГММ.401-ММ.008-02.03.000	Муфта обгінна	1	-	
7	A3	ГММ.401-ММ.008-02.03.000 СК	Муфта обгінна	1	-	
8			Складальне креслення			
9						
10	A3	ГММ.401-ММ.008-02.04.000	Муфта втулково-пальцева	1	-	
11	A3	ГММ.401-ММ.008-02.04.000 СК	Муфта втулково-пальцева	1	-	
12			Складальне креслення			
13						
14			Документація по кресленнях			
15			деталей			
16						
17			Вперше розроблено			
18						
19	A3	ГММ.401-ММ.008-02.03.001	Фланець вхідний	1	-	
20	A3	ГММ.401-ММ.008-02.03.002	Фланець вихідний	1	-	
21	A3	ГММ.401-ММ.008-02.04.001	Фланець вхідний	1	-	
22	A3	ГММ.401-ММ.008-02.04.002	Фланець вихідний	1	-	
23						
24			Документація технологічна			
25						
26			Вперше розроблена			
27						
28	A1	ГММ.401-ММ.008-00.00.000 ТП	Технологічний процес	1	-	
29			виготовлення фланця			
Інв. № діляч.		ГММ.401-ММ.008-00.00.000 ВП				Лист
						2
Зм. Лист		№ докум.	Підп.	Дата		

Копіював

Формат A4

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних
технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія галузевого машинобудування та мехатроніки

Рівень вищої освіти Бакалавр

Напрямок підготовки _____

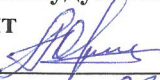
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки, к.т.н.,
доцент


« 03 » 03 2026 року **Олександр ОРИСЕНКО**

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Колодочці Володимирі Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: Розрахунок штокової дробарки з вузлом пуску на базі гідравлічного привода.

керівник роботи (проекту) Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «03» березня 2026 року № 273/1-ф,а.

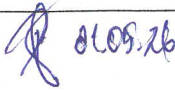
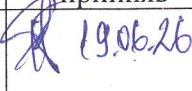
2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи: «19» червня 2026 року.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: Технічна характеристика штокової дробарки типу ЩДС. Планова продуктивність агрегату 15 м³/год. Граничний розмір фракції матеріалу на вході та виході відповідно 250 мм та 40 мм.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ. 1 Аналіз стану розвитку будівельної та гірничо-переробної галузей. типи та конструктивні особливості дробарок. 2 Загальний розрахунок штокової дробарки. 3 Розрахунок гідропривода. 4 Технологічний процес виготовлення фланця обгінної муфти вузла пуску. 5 Охорона праці та безпека під час експлуатації модернізованої штокової дробарки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Дробарка штокова з вузлом пуску на базі гідравлічного привода – вигляд загальний (1 лист А1). Вузол пуску на базі гідравлічного привода – складальне креслення (1 лист А1).Кронштейн – складальне креслення (1 лист А2). Муфта обгінна – складальне креслення (1 лист А3).Муфта втулково-пальцева – складальне креслення (1 лист А3). Деталювання (1 лист А1). Виготовлення фланця – технологічний процес (1 лист А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи бакалавра

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологічний процес виготовлення фланця обгінної муфти вузла пуску	Рогозін І.А. — к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки	 01.05.26	 19.06.26

7. Дата видачі завдання «03» березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи (проєкту)	Примітка
1	Огляд літературних джерел за темою роботи	05.05.2026 р.	
2	Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи	12.05.2026 р.	
3	Конструкторські розрахунки	19.05.2026 р.	
4	Виконання креслень складальних одиниць та деталей, специфікацій	26.05.2026 р.	
5	Компонування пояснювальної записки	09.06.2026 р.	
6	Здача готового проєкту	19.06.2026 р.	

Здобувач вищої освіти

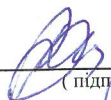


(підпис)

Володимир КОЛОДОЧКА

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

Віктор ВІРЧЕНКО

(прізвище та ініціали)

Гарант освітньої програми



(підпис)

Олексій ВАСИЛЬЄВ

(прізвище та ініціали)

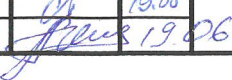
Анотація

Колодочка Володимир. Розрахунок шокової дробарки з вузлом пуску на базі гідравлічного приводу. Кваліфікаційна робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” зі спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, - Національний університет «Полтавська політехніка університет імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026.

У кваліфікаційній роботі виконано аналіз сучасного стану будівельної та гірничо-переробної галузей, розглянуто конструктивні особливості та принцип роботи шокових дробарок. Проведено параметричний, кінематичний та міцнісний розрахунки основних вузлів дробарки, визначено раціональні конструктивні параметри обладнання. З метою підвищення надійності запуску машини розроблено вузол пуску на базі гідроприводу з використанням гідромотора та обгінної муфти, виконано вибір і розрахунок елементів гідросистеми. У технологічному розділі розроблено технологічний процес виготовлення корпусу перехідної муфти вузла пуску. Також розглянуто питання охорони праці, виробничої безпеки та охорони навколишнього середовища під час експлуатації модернізованої шокової дробарки..

Об'єм кваліфікаційної роботи складає __ листів пояснювальної записки формату А4 і 5 листів креслень формату А-1.

Ключові слова: шокова дробарка, гідропривід, вузол пуску, гідромотор, обгінна муфта, дроблення гірських порід, будівельні матеріали.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.А		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Колодочка			19.06	Анотація		
Керівн.	Вірченко			19.06			
Перевір.							
Н. Контр.	Васильєв			19.06			
Затвер.	Орисенко			19.06			
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						1	2
					НУПП імені Юрія Кондратюка 2026		

The Summary

Kolodochka Volodymyr. Calculation of a Jaw Crusher with a Hydraulic Drive-Based Starting Unit. Qualification work for obtaining the educational qualification level of Bachelor in the specialty 133 "Industrial Engineering", National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2026.

The qualification work includes an analysis of the current state of the construction and mining-processing industries and considers the design features and operating principles of jaw crushers. Parametric, kinematic, and strength calculations of the main crusher components were carried out, and rational design parameters of the equipment were determined. To improve the reliability of machine start-up, a hydraulic drive-based starting unit incorporating a hydraulic motor and an overrunning clutch was developed. The selection and calculation of the hydraulic system components were also performed. In the technological section, a manufacturing process for the transition clutch housing of the starting unit was developed. Occupational safety, industrial safety, and environmental protection issues related to the operation of the modernized jaw crusher were also considered.

The qualification work consists of __ pages of explanatory notes in A4 format and 5 sheets of A1 drawings.

Keywords: jaw crusher, hydraulic drive, starting unit, hydraulic motor, overrunning clutch, rock crushing, building materials.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**Розробка лопатевого змішувача для виробництв
будівельних матеріалів**

**Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра
ГММ.401-ММ.008-00.00.000 КРБ - ЛЗ**

Полтава – 2026 рік

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. АНАЛІЗ СТАНУ РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ГІРНИЧО-ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗЕЙ. ТИПИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ДРОБАРОК	7
1.1. АНАЛІЗ СТАНУ РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ГІРНИЧО-ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗЕЙ У КОНТЕКСТІ МАСШТАБНОЇ ВІДБУДОВИ.....	7
1.1.1. Інфраструктурні виклики та стратегічні передумови модернізації промисловості будматеріалів	7
1.1.2. Фізико-хімічні та технологічні аспекти виробництва товарного бетону та ЗБВ.....	11
1.1.3. Модернізація дорожнього господарства: технологія асфальтобетону та високі вимоги до матеріалів	14
1.1.4. Технологія рециклінгу будівельних відходів як новий вектор розвитку переробної галузі	17
1.1.5. Структурно-географічний аналіз сировинної бази гірничо-переробної промисловості України.....	19
1.1.6. Нормативна гармонізація з європейськими стандартами EN та вимоги до геометрії заповнювачів	21
1.2. КОНУСНІ ДРОБАРКИ.....	23
1.3. ВАЛКОВІ ДРОБАРКИ.....	25
1.4. ДРОБАРКИ УДАРНОЇ ДІЇ.....	27
1.5. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК	30
1.6. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК	36
2. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ	38

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн.		Вірченко		19.06			2	3	
Перевір.						НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			
Н. Контр.		Васильєв		19.06					
Затвер.		Орисенко		19.06					

2.1. ПАРАМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК	38
2.2. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	44
2.3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	47
2.3.1. Розрахунок сил у головних вузлах та елементах дробарки.....	47
2.3.2. Розрахунок елементів рухомої щопи на міцність.....	51
2.3.3. Розрахунок ексцентрикового вала	53
3. РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДА.....	55
3.1. ВИБІР РОБОЧОГО ТИСКУ	55
3.2. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ГІДРОМОТОРА	55
3.3. ВИБІР ГІДРОНАСОСА.....	56
3.4. ВИБІР ТРУБОПРОВODІВ ТА ГІДРАВЛІЧНОЇ АПАРАТУРИ	57
3.4.1. Вибір трубопроводів.....	57
3.4.2. Вибір гідроустаткування та гідробака	57
4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ФЛАНЦЯ ОБГІННОЇ МУФТИ	60
4.1. Технологічна частина	60
4.2. Вибір виду заготовки.....	61
4.3. Розробка плану операцій та опис технологічного процесу виготовлення фланця.....	61
4.4. Визначення припусків на механічну обробку поверхні.....	62
4.5. Вибір обладнання, пристосувань, інструменту	63
4.6. Вибір і розрахунок режимів різання	65
4.7. Оформлення технологічних документацій на технологічні процеси механічної обробки деталі.....	68
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОДЕРНІЗОВАНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ.....	70

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів	70
5.2. Заходи безпеки під час експлуатації модернізованої щокрової дробарки	71
5.3 Розрахунок необхідного зниження шуму на робочому місці оператора	72
5.4. Розрахунок штучного освітлення ремонтної ділянки	73
Висновки	75
ЛІТЕРАТУРА	77

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Будівельна галузь є однією з основних стратегічних складників національної економіки України, від ефективного функціонування якої залежить темп відновлення інфраструктури, житлового фонду та промислових потужностей держави. У сучасних умовах, коли обсяги будівельних робіт стрімко зростають, критично важливим стає забезпечення галузі якісними інертними матеріалами, насамперед щебнем різних фракцій, що є основою для виробництва бетону та дорожнього покриття.

У сучасній гірничо-переробній промисловості для подрібнення гірських порід використовують різні типи обладнання: конусні, валкові, шоківі та дробарки ударної дії. Проте саме шоківі каменедробарки є найрозповсюдженішими машинами первинного подрібнення. Така популярність зумовлена їхньою конструктивною простотою, високою надійністю, ремонтпридатністю та здатністю ефективно переробляти породи будь-якої міцності та абразивності. Працюючи у найбільш важких режимах, вони приймають на себе максимальні ударні навантаження під час руйнування великих шматків матеріалу. При цьому одним із найбільш критичних етапів їхньої експлуатації є безпосередньо процес запуску, який супроводжується подоланням значних сил інерції масивних маховиків.

Аналіз існуючих конструкцій показав, що традиційні методи пуску не повною мірою вирішують проблему високих пускових струмів та значних динамічних ударів у кінематичних ланцюгах приводу. У роботі запропоновано вирішення шляхом впровадження допоміжного гідроприводного вузла на базі гідромотора та обгінної муфти.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ			
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Вступ	Літ..	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Колодочка		19.06				
Керівн.		Вірченко		19.06			5	2
Перевір.						НУПП		
Н. Контр.		Васильєв		19.06		імені Юрія Кондратюка		
Затвер.		Орисенко		19.06	2026			

Це дозволяє забезпечити плавність розгону масивних маховиків, знизити пікові навантаження на електродвигун та гарантувати надійний старт машини при мінімальних енерговитратах.

Метою бакалаврської роботи є проведення повного технічного розрахунку щоклової каменедробарки та розробка конструкції гідроприводного вузла для забезпечення ефективного пуску машини.

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати наступні задачі:

1. Провести порівняльний аналіз існуючих конструкцій щоклових дробарок та сучасних засобів полегшення їхнього пуску.
2. Провести розрахунок основних параметрів та режимів роботи обладнання.
3. Розробити технологічний процес виготовлення деталей обгінної муфти.
4. Розробити складальне креслення щоклової дробарки, деталювання вузла пуску та схему гідравлічну принципову.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. АНАЛІЗ СТАНУ РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ГІРНИЧО-ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗЕЙ. ТИПИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ДРОБАРОК

1.1. АНАЛІЗ СТАНУ РОЗВИТКУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТА ГІРНИЧО-ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗЕЙ У КОНТЕКСТІ МАСШТАБНОЇ ВІДБУДОВИ

1.1.1. Інфраструктурні виклики та стратегічні передумови модернізації промисловості будматеріалів

В сучасних умовах розвиток економіки України нерозривно пов'язаний із відновленням та модернізацією об'єктів інфраструктури. Значні пошкодження транспортних мереж, промислових підприємств, житлового фонду, енергетичних об'єктів та інженерних комунікацій зумовлюють необхідність реалізації масштабних будівельних програм. Відновлення автомобільних доріг, мостів, залізничних вузлів, аеродромів, виробничих комплексів і житлових будівель потребує значних обсягів будівельних матеріалів, насамперед нерудної мінеральної сировини [1].

Однією з головних проблем сучасного етапу є забезпечення будівельної галузі необхідною кількістю якісних матеріалів у стислі терміни. Зростання попиту на щебінь, пісок, бетонні та залізобетонні вироби вимагає збільшення виробничих потужностей підприємств будівельної індустрії. При цьому особливого значення набувають питання підвищення продуктивності виробництва, зниження енергоємності технологічних процесів та раціонального використання природних ресурсів [2].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 1. Аналіз стану розвитку	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн.		Вірченко		19.06			7	31	
Перевір.						НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			
Н. Коитр.		Васильєв		19.06					
Затвер.		Орисенко		19.06					

Стратегічною передумовою модернізації промисловості будівельних матеріалів є необхідність переходу до сучасних технологій переробки мінеральної сировини. Конкурентоспроможність підприємств значною мірою визначається рівнем технічного оснащення виробництва, ступенем автоматизації технологічних процесів та ефективністю використання обладнання. Впровадження нових технічних рішень дозволяє підвищити якість продукції, скоротити виробничі витрати та забезпечити стабільність технологічних показників [2].

Важливим фактором розвитку галузі є наявність значної мінерально-сировинної бази України. Територія держави багата на родовища гранітів, гнейсів, кварцитів, вапняків та інших гірських порід, які широко використовуються у виробництві щебню та інших будівельних матеріалів. Ефективне освоєння цих ресурсів потребує застосування сучасного гірничо-переробного обладнання, здатного забезпечити високу продуктивність та необхідну якість готової продукції [3].

У контексті післявоєнного відновлення особливої актуальності набувають питання технічного переоснащення підприємств будівельної індустрії. Модернізація виробничих комплексів спрямована на підвищення ефективності використання матеріальних і енергетичних ресурсів, збільшення обсягів виробництва та покращення техніко-економічних показників роботи підприємств. Це створює необхідні умови для забезпечення потреб масштабного інфраструктурного будівництва та формує основу для сталого економічного розвитку держави [1].

Таким чином, інфраструктурні виклики, що стоять перед Україною, безпосередньо пов'язані з необхідністю модернізації промисловості будівельних матеріалів. Підвищення ефективності виробництва, впровадження сучасних технологій переробки сировини та оновлення технічної бази підприємств є важливими умовами забезпечення потреб будівельної галузі та реалізації

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

довгострокових програм відновлення і розвитку країни.1.1.2. Технологічний аналіз споживання фракційного щебню та нерудних матеріалів

Будівельний щебінь є одним із найважливіших нерудних матеріалів, що широко застосовується у дорожньому, промисловому та цивільному будівництві. Його отримують шляхом механічного дроблення магматичних, метаморфічних та щільних осадових гірських порід, серед яких найбільше поширення мають граніти, габро, лабрадорити, базальти та кварцити. Високі фізико-механічні характеристики зазначених порід забезпечують отримання матеріалу, придатного для використання в конструкціях із підвищеними експлуатаційними навантаженнями [2].

Якість щебеневої продукції визначається комплексом показників, регламентованих вимогами чинних нормативних документів. До найважливіших належать міцність, морозостійкість, зерновий склад, лещадність, стиранність та вміст пиловатих і глинистих частинок. Для будівництва автомобільних доріг вищих категорій, мостових споруд, аеродромних покриттів та відповідальних залізобетонних конструкцій застосовується щебінь із міцністю не нижче М1200–М1400. Такі показники можуть бути досягнуті лише за умови використання високоякісної сировини та ефективного дробильного обладнання [4].

Особливого значення набуває показник лещадності, який характеризує вміст зерен пластинчастої та голчастої форми. Для сучасних дорожніх покриттів і високоміцних бетонів перевага надається кубовидному щебню, оскільки він забезпечує краще ущільнення сумішей, рівномірний розподіл навантажень та зменшення витрат в'язучих матеріалів. З цієї причини підприємства гірничо-переробної галузі змушені приділяти особливу увагу вибору технологічних схем дроблення та сортування матеріалу [6].

Аналіз сучасних тенденцій розвитку будівельної галузі свідчить про постійне зростання потреби у фракційному щебні. Найбільшими споживачами нерудних матеріалів є підприємства дорожнього будівництва, виробники товарного бетону та залізобетонних виробів. За оцінками експертів та з

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

урахуванням масштабів відбудови прогнозується суттєве зростання потреби у щебеневій продукції порівняно з довоєнним періодом [5].

На підставі аналізу літературних джерел та структури споживання нерудних матеріалів сформовано перспективну структуру їх споживання, наведену в таблиці 1.1 [2–5].

Таблиця 1.1

Область застосування щебеневої продукції	Рекомендовані фракції, мм	Необхідна марка міцності	Частка у загальному обсязі ринку, %
Верхні шари покриття автомобільних доріг (ЩМА)	5–10;10–15; 10–20	M1200 – M1400	35
Нижній шар дорожнього одягу та основи шляхів	20–40;40–70; 0–70 (ЩПС)	M1000 – M1200	30
Виробництво важких та мостових бетонів	5–10;10–20; 20–40	M1200 – M1400	20
Виробництво стандартних ЗБВ та залізничний баласт	20–40;25–60	M1000 – M1200	15

Структура споживання щебеневої продукції свідчить про домінуючу роль дорожнього будівництва, на частку якого припадає понад 60 % загального обсягу використання нерудних матеріалів. Для верхніх шарів дорожнього покриття застосовуються переважно дрібні фракції 5–10 мм та 10–20 мм із підвищеними вимогами до міцності та форми зерен. Нижні шари дорожнього одягу формуються із середніх та крупних фракцій 20–40 мм, 40–70 мм, а також щебенево-піщаних сумішей. Значні обсяги щебню використовуються також у виробництві важких бетонів, мостових конструкцій та залізничного баласту [5].

Технологічний аналіз структури споживання нерудних матеріалів показує, що сучасний ринок орієнтований не лише на збільшення обсягів виробництва, а й на підвищення якості продукції. Основними вимогами споживачів є стабільний гранулометричний склад, мінімальний вміст пиловатих частинок та висока кубовидність зерен. Досягнення таких показників можливе лише за умови

раціональної організації процесів дроблення, грохочення та класифікації матеріалу.

Вирішальна роль у забезпеченні необхідних характеристик кінцевої продукції належить першій стадії технологічного процесу – крупному дробленню гірської маси. Саме на цьому етапі закладаються параметри подальшого формування гранулометричного складу та визначається ефективність наступних стадій переробки. Тому підвищення технічного рівня дробильного обладнання, зокрема щокрових дробарок, є важливим напрямком розвитку підприємств з виробництва нерудних будівельних матеріалів.

1.1.2. Фізико-хімічні та технологічні аспекти виробництва товарного бетону та ЗБВ

Товарний бетон та збірний залізобетон є основними конструкційними матеріалами сучасного капітального будівництва, що забезпечують високу несучу здатність, довговічність та технологічність зведення будівель і споруд. Основою формування експлуатаційних властивостей бетону є процес гідратації цементу, в результаті якого утворюється просторово зв'язаний цементний камінь, що забезпечує міцність і жорсткість матеріалу [2].

Важливу роль у цьому процесі відіграють заповнювачі, насамперед щебінь, який формує структурний каркас бетону та сприймає основні стискальні навантаження. Окрім несучої функції, заповнювачі суттєво впливають на реологічні властивості бетонної суміші, її водопотребу та кінетичні процеси твердіння. Завдяки введенню крупного заповнювача зменшується об'єм цементного тіста, що, у свою чергу, знижує усадочні деформації та ризик утворення тріщин. Відомо, що цементний камінь без заповнювача характеризується значною пластичною та усадковою деформацією, що різко обмежує його застосування в конструкціях [2].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Міцність і довговічність бетону значною мірою визначаються якістю міжфазної зони контакту «цементний камінь – заповнювач» (Interfacial Transition Zone, ITZ), яка є найбільш вразливою частиною структури композиту. Саме тому форма зерен щебню, їхня шорсткість, мікротріщинуватість та гранулометричний склад мають критичне значення для адгезії та щільності структури бетону [2].

Під час проектування бетонних сумішей для відновлення зруйнованих промислових і цивільних об'єктів інженери керуються вимогами ДСТУ EN 206:2022 «Бетон. Специфікація, продуктивність, виробництво та відповідність.». Нормативний документ регламентує класи міцності, показники довговічності, морозостійкості, водонепроникності та стійкості до агресивних середовищ (класи експозиції). Для довготривалих конструкцій із терміном експлуатації 50–100 років зазвичай застосовують важкі бетони класів від B25/30 до B50/60 із відповідними добавками для регулювання реології та гідратації [1, 7].

Узагальнену схему технологічного процесу виробництва бетону наведено на рисунку 1.1.



Рисунок 1.1. Схема технологічного процесу виробництва бетону

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масштабні роботи з відновлення житлового фонду, промислових об'єктів та інфраструктури зумовлюють суттєве зростання потреби у бетонних сумішах і, відповідно, у якісних нерудних будівельних матеріалах. За таких умов особливого значення набувають стабільність характеристик заповнювачів та дотримання технологічної дисципліни під час їх виробництва.

Повний технологічний цикл виробництва бетону включає добір і підготовку сировинних матеріалів, дроблення та класифікацію щебню, дозування компонентів, приготування бетонної суміші, транспортування, укладання, ущільнення та подальше витримування в умовах, що забезпечують контрольоване твердіння цементу. Кожен із цих етапів впливає на кінцеві фізико-механічні характеристики матеріалу [2].

Однією з ключових проблем технології бетону є підвищена водопотреба заповнювачів, яка безпосередньо впливає на водоцементне відношення (В/Ц) – один із головних параметрів, що визначає міцність і довговічність бетону. При неякісному дробленні гірської породи в щебні можуть утворюватися мікротріщини, а також збільшуватися вміст пилової та тонкодисперсної фракції (менше 0,14 мм). Ці фактори різко збільшують питому поверхню зерен і, відповідно, кількість води, необхідної для їх змочування та забезпечення заданої рухливості суміші [2].

Зростання водовмісту при сталому вмісті цементу призводить до підвищення водоцементного відношення, що негативно впливає на структуру цементного каменю. Надлишкова вода після твердіння утворює пори та капілярні канали, які знижують щільність матеріалу, його міцність, морозостійкість і водонепроникність. Згідно з положеннями будівельного матеріалознавства, підвищення водоцементного відношення негативно впливає на структуру цементного каменю та може призводити до зниження міцності, морозостійкості й водонепроникності бетону. Крім того, збільшення пористості матеріалу прискорює проникнення агресивних середовищ та створює передумови для корозії арматури в залізобетонних конструкціях [2].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатково важливим фактором є морфологія зерен щебню: кубоподібна форма сприяє кращому ущільненню та меншій водопотребі, тоді як лещадні та голчасті зерна погіршують укладальність і збільшують пустотність суміші. Таким чином, якість дроблення безпосередньо визначає не лише гранулометричний склад, але й геометрію зерен, що впливає на реологію бетону [2, 4].

У цьому контексті модернізація щоккових дробарок є важливим технологічним напрямом. Вона спрямована на оптимізацію кута захоплення, траєкторії руху рухомої щоки та профілю дробильних плит, що дозволяє забезпечити більш рівномірне навантаження на матеріал. Такий підхід сприяє руйнуванню гірської породи переважно за механізмом стискання з мінімізацією зсувних та ударних впливів [6].

У результаті зменшується утворення мікротріщин у зернах, знижується кількість пилової фракції та підвищується однорідність продукту дроблення. Це, своєю чергою, покращує водопотребу заповнювачів, підвищує якість міжфазної зони контакту в бетоні та забезпечує більш щільну й довговічну структуру цементного каменю.

1.1.3. Модернізація дорожнього господарства: технологія асфальтобетону та високі вимоги до матеріалів

Дорожньо-транспортна мережа є ключовим елементом інфраструктури держави та виконує функцію «кровоносної системи» економіки, забезпечуючи логістику промисловості, аграрного сектору та міжнародної торгівлі. Масштабне відновлення автомобільних шляхів, включно з міжнародними транспортними коридорами та внутрішніми магістралями, потребує значних обсягів дорожньо-будівельних матеріалів, зокрема асфальтобетонних сумішей [1].

Основним конструкційним матеріалом дорожніх покриттів є гарячі асфальтобетонні суміші, вимоги до яких регламентуються ДСТУ Б В.2.7-

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

119:2011 «Суміші асфальтобетонні дорожні та асфальтобетон. Технічні умови». Стандарт визначає основні показники міцності, зсувостійкості, водостійкості, зернового складу та температурної стабільності, що безпосередньо впливають на довговічність дорожнього покриття [8].

Сучасна практика дорожнього будівництва передбачає повну відмову від використання округлого гравійного заповнювача як основного структуроутворюючого компонента. Натомість застосовується фракціонований кубовидний щебінь із міцних вивержених гірських порід (граніт, діабаз, базальт), який забезпечує формування стійкого мінерального каркаса асфальтобетону [2].

Особливе місце серед дорожніх матеріалів займає щебенево-мастиковий асфальтобетон (ЩМА), який використовується для влаштування верхніх шарів покриття автомобільних доріг із інтенсивним рухом та значними осьовими навантаженнями. Його ключовою особливістю є підвищений вміст щебню та бітуму, що формує жорсткий кам'яний каркас із високою стійкістю до зсувних деформацій та колійності [8].

Масштабні роботи з відновлення та модернізації дорожньої інфраструктури супроводжуються суттєвим зростанням потреби в асфальтобетонних сумішах, що висуває підвищені вимоги до якості щебневих матеріалів та стабільності технологічних процесів їх виробництва [1].

Механізм роботи ЩМА базується на щільному контакті граней кубовидних зерен щебню, які утворюють просторовий несучий каркас. Така структура забезпечує передачу навантаження через жорсткі контакти «зерно–зерно», мінімізуючи роль бітумного в'язучого як несучого елемента та залишаючи йому переважно функцію зв'язування і герметизації порового простору [2].

Наявність у складі суміші значної кількості лещадних, голчастих або пластинчастих зерен суттєво погіршує якість ущільнення. Під дією важких дорожніх котків такі зерна зазнають руйнування або орієнтаційного зсуву, що призводить до порушення структурної цілісності мінерального каркаса. У

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

результаті утворюються локальні зони ослаблення, не повністю заповнені бітумом мікропорожнини та тріщини, які є потенційними осередками руйнування покриття [2].

У зимовий період у ці дефекти проникає вода, яка при замерзанні викликає розвиток морозного розширення та мікроруйнування структури. Під впливом динамічного навантаження від транспортних засобів виникають явища гідродинамічного удару та втомного руйнування, що призводить до утворення колійності, вибоїн та загальної деградації дорожнього полотна [2].

У цьому контексті особливо важливою є якість первинного дроблення гірської породи. На першій стадії щоква дробарка виконує найбільш енергоємну операцію, приймаючи великокускову гірську масу та подрібнюючи її до матеріалу, придатного для подальших стадій дроблення. Саме на цьому етапі формується базова морфологія майбутнього щебню, яка визначає його експлуатаційні властивості у дорожніх покриттях [9].

Неправильно підібрана кінематика руху щоква або неоптимальна геометрія робочої камери призводять до надмірного стирання та зсувного руйнування матеріалу. Це супроводжується утворенням мікротріщин у зернах та підвищенням кількості лещадних частинок, що негативно впливає на подальші стадії переробки (конусне або роторне дроблення), які вже не здатні повністю усунути первинні структурні дефекти [2,6].

Таким чином, модернізація геометрії робочого простору щоква дробарок, оптимізація кута захоплення та траєкторії руху рухомої щоква дозволяють забезпечити більш рівномірний розподіл напружень у масиві породи. Це сприяє переважно стискальному механізму руйнування, зменшенню утворення дефектних зерен та підвищенню виходу кубовидного щебню, що є критично важливим для виробництва високоякісних асфальтобетонних сумішей [6].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.4. Технологія рециклінгу будівельних відходів як новий вектор розвитку переробної галузі

Окремим, стратегічно важливим напрямом розвитку інженерної науки та будівельної галузі України в умовах масштабної відбудови та ліквідації наслідків руйнувань є рециклінг будівельних відходів. До таких відходів належать демонтовані залізобетонні конструкції, уламки зруйнованих будівель, залишки дорожнього покриття, зокрема старий асфальтобетон, а також змішані мінеральні матеріали, що утворюються внаслідок демонтажу інфраструктурних об'єктів [1].

Обсяги утворення будівельних відходів в умовах масштабних руйнувань є значними та продовжують зростати, що актуалізує питання їх повторного використання та переробки. Традиційне захоронення таких матеріалів на полігонах є економічно неефективним і екологічно неприйнятним через значне навантаження на земельні ресурси, ризики забруднення ґрунтів та втрату цінної мінеральної сировини. У зв'язку з цим все більшого значення набуває концепція циркулярної економіки, яка передбачає повторне використання матеріальних ресурсів у будівельному циклі [1].

Технологічний процес переробки залізобетонного брухту з отриманням вторинного щебню базується на використанні стаціонарних або мобільних дробильно-сортувальних комплексів. У цьому технологічному ланцюгу щоківі дробарки відіграють роль первинного агрегату, що забезпечує початкове руйнування великогабаритних фрагментів залізобетону [6, 9].

Застосування щоківих дробарок у процесах рециклінгу є найбільш поширеним рішенням на першій стадії переробки з огляду на специфіку вихідної сировини. Насамперед це зумовлено здатністю агрегату ефективно працювати з неоднорідними матеріалами, які містять як мінеральну (бетонну), так і металеву (арматурну) складову. На відміну від конусних або роторних дробарок, де наявність металевих включень може призводити до критичних пошкоджень

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робочих органів або заклинювання механізмів, щокова дробарка характеризується більш стійкою кінематичною схемою та високою толерантністю до неструктурованого матеріалу [6].

Під час проходження залізобетонних уламків через робочу камеру щокової дробарки відбувається переважно стискальне руйнування бетонної матриці з одночасним вивільненням арматурних елементів. Бетонний камінь сколюється та відокремлюється від сталевих стрижнів завдяки різниці міцнісних характеристик матеріалів і концентрації напружень у зоні контакту «бетон–сталь». У результаті формується суміш, придатна для подальшого магнітного сепарування, що дозволяє ефективно вилучати металеву фракцію та підвищувати чистоту вторинного заповнювача [2].

Отриманий вторинний щебінь після етапів очищення, сортування та фракціонування може бути використаний у різних сферах будівництва відповідно до чинних нормативних вимог щодо застосування вторинних матеріалів [2].

Його основні області застосування включають:

- влаштування тимчасових технологічних доріг, під'їзних шляхів та будівельних майданчиків;
- формування підстильних та вирівнювальних шарів основ дорожніх і промислових покриттів;
- використання як заповнювача для бетонів низьких та середніх класів міцності (B10–B20), що застосовуються у благоустрої, невідповідальних конструкціях та підготовчих роботах.

Слід зазначити, що якість вторинного щебню суттєво залежить від ступеня очищення від залишків цементного каменю, пилової фракції та органічних домішок, а також від ефективності первинного дроблення. Надмірна кількість слабозв'язаних частинок може негативно впливати на водопотребу суміші та знижувати міцність кінцевих бетонних виробів [2].

У цьому контексті особливої актуальності набуває вдосконалення конструкції щокових дробарок, зокрема підвищення зносостійкості

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

футерувальних плит, оптимізація профілю робочих поверхонь та покращення кінематики руху щоки. Такі заходи дозволяють забезпечити більш контрольований характер руйнування матеріалу, зменшити утворення надмірної дрібної фракції та підвищити вихід якісного вторинного щебню, придатного для подальшого використання у будівництві [6, 9].

Таким чином, розвиток технологій рециклінгу будівельних відходів у поєднанні з модернізацією дробильного обладнання створює передумови для впровадження принципів циркулярної економіки в будівельній галузі. Це дозволяє не лише зменшити екологічне навантаження, але й забезпечити ефективне повторне використання матеріальних ресурсів безпосередньо на об'єктах відбудови.

1.1.5. Структурно-географічний аналіз сировинної бази гірничо-переробної промисловості України

Ефективна організація масштабних будівельних та відновлювальних робіт безпосередньо залежить від просторового розміщення джерел мінеральної сировини та рівня розвитку гірничо-переробної інфраструктури. Україна має одну з найпотужніших у Європі сировинних баз нерудних корисних копалин, що сформувалася завдяки унікальній геологічній структурі – Українському кристалічному щиту [3].

Дана тектонічна структура простягається з північного заходу на південний схід території країни та є основним джерелом високоміцних магматичних і метаморфічних порід, зокрема гранітів, габро, лабрадоритів, мігматитів та гнейсів. Ці породи характеризуються високими фізико-механічними властивостями та використовуються як основна сировина для виробництва високоміцного щебню будівельного призначення [3].

Просторово-галузева структура видобутку будівельного каменю в Україні є нерівномірною та формує кілька ключових гірничопромислових кластерів [3].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Житомирська та Рівненська області є найбільшими центрами видобутку високоміцного граніту та габро. Тут зосереджені потужні кар'єрні підприємства, продукція яких традиційно забезпечує значну частку потреб будівельної індустрії країни. Висока щільність родовищ у поєднанні з розвиненою транспортною інфраструктурою робить цей регіон одним із базових постачальників щебню для центральних та західних областей [3].

Центральний гірничо-промисловий регіон (Кіровоградська, Дніпропетровська, Вінницька області) характеризується поєднанням родовищ нерудних матеріалів із потужними промисловими та будівельними центрами споживання. Така географічна близькість сировини до споживача суттєво знижує логістичні витрати та підвищує ефективність забезпечення бетонних заводів і асфальтобетонних виробництв [3].

Криворізький залізорудний басейн займає особливе місце в структурі мінерально-сировинної бази. Окрім основного видобутку залізної руди, тут утворюються значні обсяги розкривних скельних порід, що накопичуються у відвалах і фактично формують техногенні родовища. У відвалах накопичені значні обсяги розкривних скельних порід, які можуть розглядатися як перспективна вторинна мінеральна сировина для виробництва щебеневої продукції. Переробка розкривних порід у щебінь є одним із найважливіших напрямів рециклінгу гірничого виробництва та потребує використання потужних дробильних комплексів, включно з високопродуктивними щоківими дробарками, встановленими безпосередньо на кар'єрах або промислових майданчиках [3].

Ключовим економічним фактором у структурі вартості щебеневої продукції є транспортна складова. Транспортна складова є одним із визначальних чинників формування собівартості щебеневої продукції, особливо при перевезенні на значні відстані. Це зумовлює необхідність оптимізації системи постачання через скорочення транспортного плеча.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Одним із напрямів розвитку дробильно-сортувальних технологій є використання мобільних та локальних виробничих дробильно-сортувальних установок. Такі комплекси можуть оперативно розгортатися безпосередньо поблизу об'єктів будівництва – вздовж автомагістралей, у зонах відновлення міст або на тимчасових виробничих майданчиках [6].

Основним технологічним ядром таких мобільних систем виступають компактні, але високопродуктивні щоківі дробарки зі складним рухом щоки (ЩДС), які поєднують високу питому продуктивність із зменшеною масою та енергоспоживанням. Їх конструктивні особливості дозволяють забезпечити ефективне первинне дроблення в умовах обмеженого простору та змінних виробничих умов, що є критично важливим для сучасних децентралізованих моделей будівельного виробництва [9].

Таким чином, структурно-географічна організація сировинної бази України у поєднанні з розвитком мобільних дробильно-переробних технологій формує основу для підвищення ефективності будівельної галузі, зниження логістичних витрат та впровадження принципів гнучкої, адаптивної інфраструктури виробництва будівельних матеріалів.

1.1.6. Нормативна гармонізація з європейськими стандартами EN та вимоги до геометрії заповнювачів

Впровадження сучасних технологій у будівельній галузі України нерозривно пов'язане з гармонізацією національної нормативної бази з європейськими стандартами серії EN. Це зумовлює системний перехід від застарілих міждержавних стандартів до сучасних регламентів ЄС, які орієнтовані не лише на міцнісні характеристики матеріалів, але й на їхню геометрію, морфологію та експлуатаційну стабільність у довгостроковій перспективі.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основним нормативним документом, що регламентує вимоги до заповнювачів для бетону в Україні в умовах гармонізації з європейськими підходами, є ДСТУ EN 12620:2013 «Заповнювачі для бетону». Даний стандарт вводить системний контроль якості через класифікацію показників зернового складу, чистоти матеріалу, форми зерен та вмісту дрібнодисперсних фракцій [10].

Європейська система нормування принципово відрізняється від традиційної тим, що акцентує увагу не лише на міцності вихідної гірської породи, але й на геометрії частинок, оскільки саме форма зерна визначає реологію бетонної суміші, щільність укладання та якість міжфазної зони контакту цементного каменю [2].

Для забезпечення відповідності вимогам ДСТУ EN 12620:2013 технологічна схема подрібнення повинна бути орієнтована на мінімізацію явища «переподрібнення», яке призводить до надмірного утворення дрібних фракцій та погіршення морфології зерен [10].

У процесі роботи щоклової дробарки гірська порода повинна руйнуватися переважно за механізмом одноосового стиску під дією нормальних напружень, без значного внеску зсувних і абразивних деформацій. Стискальний характер руйнування сприяє отриманню зерен більш правильної форми та зменшує інтенсивність утворення надлишкових дрібних фракцій [9].

У випадку некоректної кінематики руху рухомої щокли (надмірна вертикальна складова або підвищене ковзання матеріалу вздовж плит) виникає ефект інтенсивного стирання, коли дробарка частково працює як абразивний інструмент [9].

Це призводить до:

- округлення зерен та втрати кубовидної форми;
- утворення мікротріщин у структурі щебеню;
- збільшення частки відсіву (фракція 0–5 мм);
- погіршення зчеплення заповнювача з цементною матрицею.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливо негативним наслідком є зростання виходу дрібної фракції, яка має обмежену економічну цінність та часто розглядається як побічний продукт виробництва, що підвищує загальні втрати сировини [9].

Таким чином, модернізація конструкції щоківих дробарок, зокрема оптимізація траєкторії руху щоки, кута захоплення та характеру розподілу зусиль у робочій камері, є ключовим інженерним інструментом забезпечення відповідності продукції вимогам європейських стандартів. Це дозволяє формувати щєбінь із контрольованою геометрією зерен, мінімізувати частку дефектної фракції та забезпечити стабільні характеристики заповнювачів для сучасних бетонів і асфальтобетонів [6, 9].

1.2 КОНУСНІ ДРОБАРКИ

Конусні дробарки є високоефективним обладнанням, яке широко застосовується на збагачувальних фабриках великої потужності для руйнування середніх і твердих гірських порід. Процес подрібнення реалізується в кільцевому просторі, утвореному нерухомою конічною чашею та внутрішнім рухомим конусом, який здійснює коливальні рухи. Основним видом деформації матеріалу є роздавлювання, що поєднується з елементами згину та розламу грудок при їх затисканні між футерувальними плитами. Залежно від стадії переробки та цільового призначення, обладнання поділяють на агрегати крупного (ККД), середнього (КСД) та дрібного (КМД) подрібнення [6].

Конструкція дробарок крупного подрібнення з підвісним валом базується на роз'ємній станині, що складається з трьох основних частин. Верхня секція являє собою нерухому чашу, на якій закріплена траверса, що слугує опорою для підвісу головного вала. Внутрішні робочі поверхні конуса та чаші захищені змінними футеровками з марганцевистої сталі. Привод механізму здійснюється через ексцентрикний стакан, який при обертанні змушує вісь вала описувати

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конічну поверхню, забезпечуючи послідовне наближення конуса до стінок чаші та руйнування матеріалу. На відміну від ККД, дробарки середнього та дрібного типів мають інший спосіб установки вала – він спирається на сферичний підп'ятник, а камери подрібнення обладнані паралельною зоною біля вихідної щілини для отримання більш однорідного продукту [6].

Сучасним напрямком розвитку галузі є конусні інерційні дробарки (КІД) (рис. 1.1), де подрібнення здійснюється під дією відцентрових сил, створюваних незрівноваженими дебалансами. Така конструкція дозволяє суттєво підвищити ступінь подрібнення (у 3–4 рази порівняно з традиційними моделями) та гарантує безпеку приводу при потраплянні недробимих тіл, оскільки конус має можливість вільного обкочування перешкод [6].

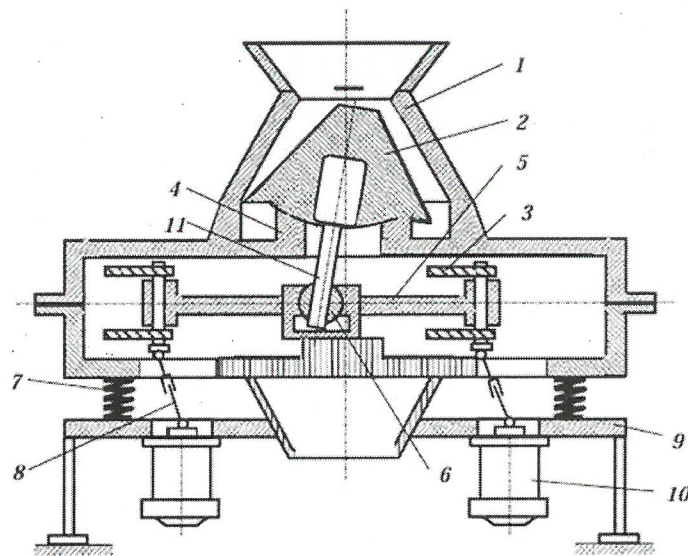


Рис. 1.2. Схема конусної інерційної дробарки.

1. станина (корпус дробарки);
2. внутрішній дробильний конус;
3. дебалансні віброзбуджувачі;
4. опорний сферичний підп'ятник;
5. горизонтальне коромисло;
6. сферичний шарнір з'єднання;
7. пружинні амортизатори станини;

8. карданні вали привода;
9. нерухома опорна рама;
10. приводні електродвигуни;
11. головний вал дробильного конуса.

Перевагами конусних дробарок є висока продуктивність, безперервність процесу подрібнення та отримання більш однорідного продукту. До недоліків належать складність конструкції, значна вартість обладнання та обмежені можливості роботи з великокусковим матеріалом [9].

1.3. ВАЛКОВІ ДРОБАРКИ

Валкові дробарки (рис. 1.2) призначені для подрібнення матеріалів різної твердості шляхом їх затикування у робочу щілину між двома циліндричними органами, що обертаються назустріч один одному. Залежно від профілю робочої поверхні виділяють дробарки з гладкими, рифленими та зубчатими валками. Гладкі моделі функціонують переважно за принципом роздавлювання і застосовуються для середнього та дрібного подрібнення міцних руд, де важливо мінімізувати утворення дріб'язку (переподрібнення). Зубчаті агрегати діють за принципом розколювання, що робить їх ефективними для переробки м'яких та крихких порід, таких як вугілля чи антрацит, при нижчих енерговитратах порівняно з іншими типами дробарок [9].

Конструктивно двовалкова дробарка складається з масивної рами, на якій змонтовані два паралельні вали з насадженими дробильними органами. Один із валів встановлюється у нерухомих підшипниках, тоді як опори другого вала мають можливість переміщатися по спеціальних напрямних. Це дозволяє не лише регулювати ширину вихідної щілини за допомогою прокладок та клинів, а й забезпечує захист обладнання: при потраплянні недробних тіл рухомий валок відходить, стискаючи запобіжні пружини, і пропускає предмет, після чого автоматично повертається у вихідне положення. Привод механізму здійснюється

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

від електродвигуна через редуктор або систему шестерень, що забезпечує сталу окружну швидкість поверхонь у межах 4–6 м/с [6].

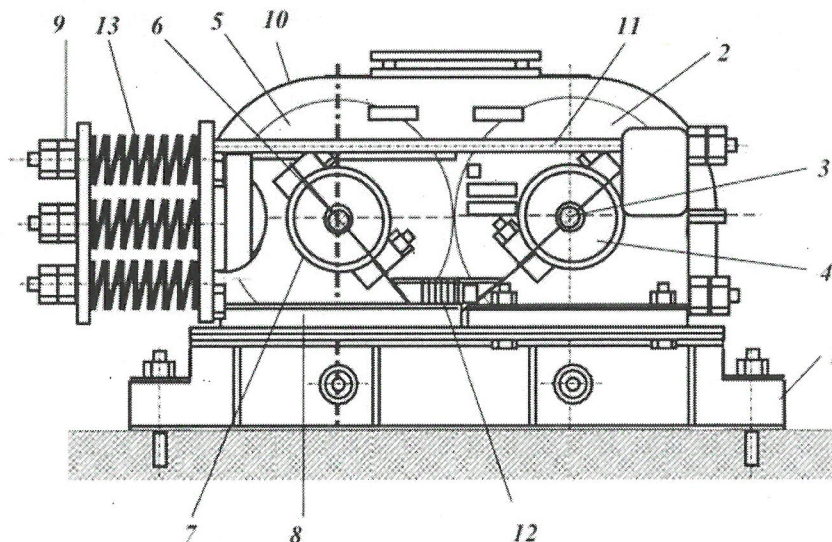


Рис. 1.3. Валкова дробарка.

1. опорна станина (рама);
- 2, 5. робочі дробильні валки;
- 3, 6. приводні вали;
- 4, 7. підшипникові вузли;
8. напрямні елементи станини;
9. затяжні гайки регулювального механізму;
10. захисний кожух (корпус);
11. сполучні тяги;
12. дистанційні прокладки;
13. блоки запобіжних пружин.

Валкові дробарки характеризуються простотою конструкції та низьким рівнем переподрібнення матеріалу. Разом з тим вони мають обмежену продуктивність і малопридатні для переробки високоміцних гірських порід великих розмірів [9].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4. ДРОБАРКИ УДАРНОЇ ДІЇ

Дробарки ударної дії забезпечують руйнування матеріалу шляхом передачі кінетичної енергії від стрімко рухомих робочих тіл, що дозволяє досягати високого ступеня подрібнення (від 20 до 40) при відносно низьких енерговитратах. За типом основного робочого органа обладнання поділяють на молоткові (рис. 1.3) та роторні (рис. 1.4) агрегати, які широко застосовуються для переробки вугілля, вапняку та металевих руд середньої міцності. У молоткових дробарках подрібнення здійснюється ударами масивних молотків, шарнірно підвішених на роторі, тоді як у роторних моделях використовуються битки, жорстко зафіксовані в корпусі масивного ротора. Процес деструкції породи відбувається не лише при первинному контакті з робочим органом, а й під час багаторазових відскоків матеріалу від футерувальних відбійних плит корпусу, а також шляхом взаємного тертя та роздавлювання у калібрувальній зоні колосникових решіток [6].

Конструкція таких машин може передбачати наявність одного або двох роторів, що обертаються синхронно або назустріч один одному, що суттєво підвищує продуктивність та дозволяє приймати грудки матеріалу розміром до 1200–2000 мм. Важливою особливістю молоткових моделей є можливість реверсивного обертання ротора, що забезпечує рівномірний двобічний знос молотків без необхідності їх перевстановлення. Для запобігання забиванню при роботі з вологими та в'язкими матеріалами дробарки комплектуються спеціальними рухомими відбійними плитами або експлуатуються без нижніх колосникових решіток. Роторні дробарки відрізняються вищою силою удару завдяки більшій масі ротора, що робить їх ефективними на первинних стадіях дроблення міцних гірських порід. Регулювання кінцевої фракції продукту в обох типах обладнання здійснюється зміною зазорів між рухомими елементами та відбійними плитами або підбором решіток із відповідним розміром щілин [6].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

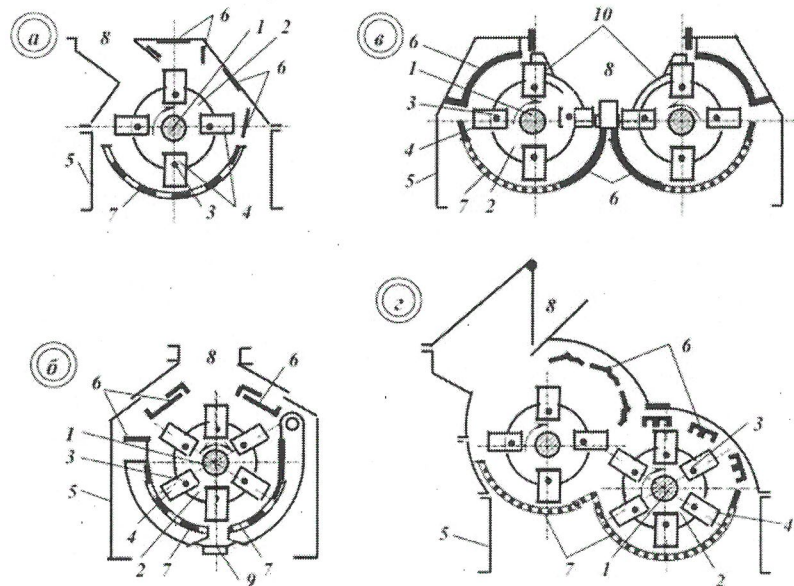


Рис. 1.4. Основні типи молоткових дробарок.

а, б. однороторні модифікації (нереверсивна та реверсивна відповідно);
в, г. двороторні конструкції (із паралельним та послідовним розташуванням робочих органів).

1. приводний горизонтальний вал;
2. диск або барабан ротора;
3. осі для підвісу робочих елементів;
4. ударні молотки;
5. захисний корпус (станина);
6. зносостійкі футерувальні плити;
7. колосникова решітка;
8. завантажувальна лійка (горловина);
9. камера вловлювання сторонніх предметів;
10. фігурні колосники спеціального профілю.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ

Арк.

28

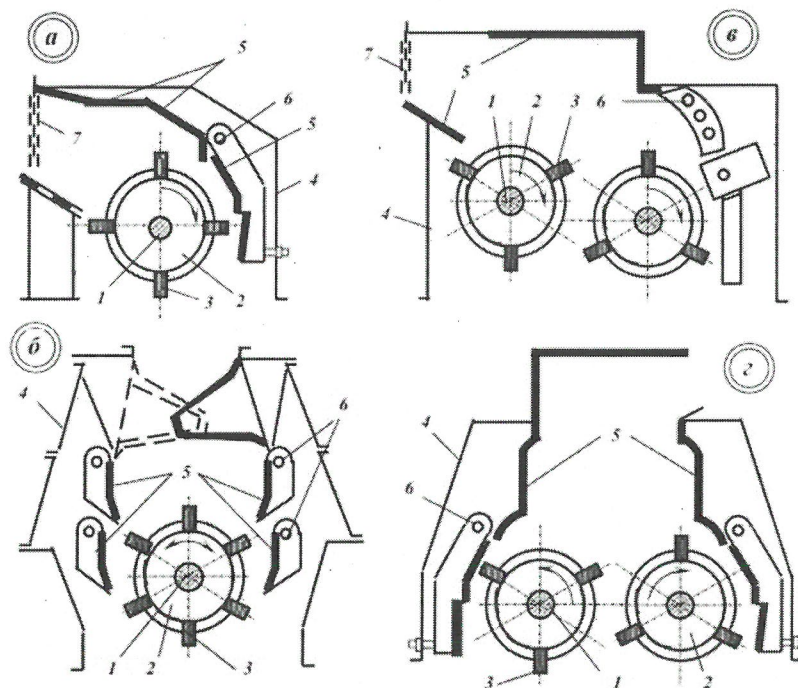


Рис. 1.5. Основні типи роторних дробарок.

Аа, б. однороторні модифікації (нереверсивного та реверсивного типу відповідно);

в, г. двороторні конструкції (із послідовним та паралельним принципом подрібнення).

1. приводний горизонтальний вал;
2. масивне тіло ротора;
3. жорстко зафіксовані біла (робочі елементи);
4. зовнішній корпус агрегату;
5. регульовані відбійні плити;
6. шарнірні осі підвісу відбійних елементів;
7. запобіжні ланцюгові штори.

Перевагами дробарок ударної дії є високий ступінь подрібнення, простота регулювання крупності продукту та можливість отримання матеріалу з покращеною формою зерен. До недоліків належать підвищений знос робочих органів і обмежене застосування при дробленні особливо міцних абразивних порід [6].

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ

Арк.

29

1.5. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК

Щоківі дробарки належать до найбільш поширених видів обладнання первинного дроблення на збагачувальних та гірничопереробних підприємствах малої та середньої потужності, що зумовлено здатністю працювати з широким спектром рудних і нерудних матеріалів, у тому числі матеріалів із підвищеною вологістю. Порівняно з конусними аналогами, вони мають менші габаритні розміри за висотою та простішу конструктивну схему, хоча дещо поступаються в якості дроблення матеріалів із пластинчастою структурою.

В основі роботи обладнання лежить принцип деформації стиснення (роздавлювання) з елементами згину, що реалізується в робочому просторі між двома щоками – стаціонарною та рухомою. Залежно від траєкторії руху робочого органа, виділяють два основні кінематичні типи:

- ЩДП – машини з простим рухом щоки;
- ЩДС – моделі зі складним рухом щоки.

Ключовим параметром, що визначає фракційний склад кінцевого продукту, є розмір розвантажувального отвору (щілини), який фіксується при максимальному зближенні щік.

У практиці збагачувальних підприємств для первинної стадії подрібнення мінеральної сировини найбільшого поширення набули щоківі дробарки з простою кінематикою руху (тип ЩДП), загальна схема якої наведена на рис. 1.5.

Основою конструкції є масивний корпус, сформований передньою стінкою 1, яка виконує роль нерухомого робочого органа, задньою стінкою 8 та парою бокових елементів 15. Коливання передаються на рухому щоку 3, що змонтована на підвісній осі 4, яка обертається у двох опорних підшипникових вузлах [9].

Камера подрібнення, утворена робочими поверхнями щік та боковими стінками, захищена від інтенсивного абразивного впливу футерувальними

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

плитами 2. Останні виготовляються зі спеціальної високомарганцевистої сталі (типу Г13Л), що має властивість зміцнюватися під дією ударних навантажень [6].

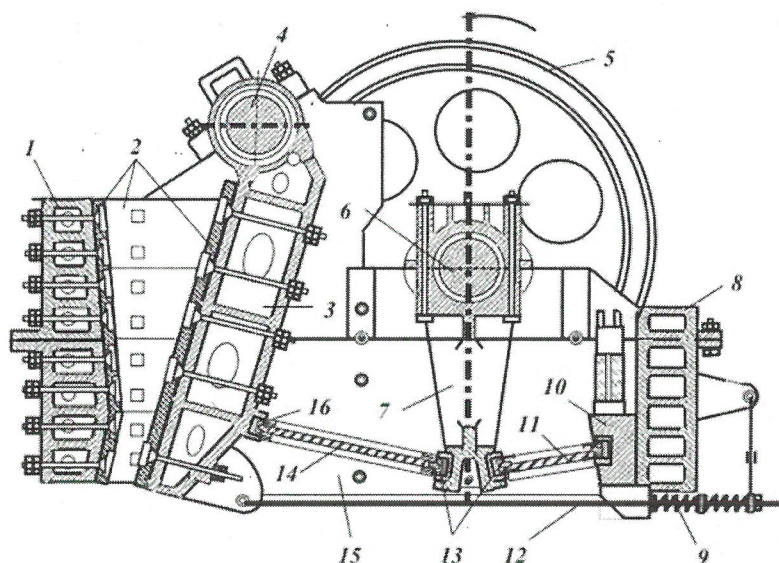


Рис. 1.6. Конструктивна схема шоквої дробарки типу ЩДП.

1. передня панель станини (нерухомий елемент);
2. зносостійкі футерувальні плити;
3. підвісна рухома щока;
4. вісь кріплення щоки;
5. маховики (шків-маховики);
6. ексцентрикова частина головного вала;
7. шатунний механізм;
8. задня панель корпусу;
9. замикальна пружина;
10. упорна деталь;
- 11,14. задня та передня розпірні плити;
12. тяга механізму повернення;
- 13,16. контактні вкладиші;
15. бічні стінки станини.

Основним вузлом, що забезпечує рух робочих органів, є ексцентриковий вал 6, встановлений у корінних підшипниках станини. На ексцентриковій частині вала розміщена головка шатуна 7, який при обертанні трансформує обертовий рух у вертикальні зворотно-поступальні коливання [6].

Зв'язок між шатуном та робочою щогою реалізується через систему розпірних плит 11 та 14. Кінцеві частини цих плит зафіксовані у контактних вкладишах 13, розташованих у посадочних місцях шатуна. Протилежний край передньої плити з'єднаний із вкладишем 16 у гнізді рухомої щоки, а задня плита впирається у вузол упорної деталі 10 [6].

Оскільки розпірні плити є основним каналом передачі зусилля подрібнення, їхні опорні кінці та вкладиші виготовляються з високоміцних та зносостійких матеріалів. Окрім силової функції, розпірні плити виконують роль запобіжного елемента. Для цього їх часто виготовляють із чавуну зі спеціально ослабленим перетином (конструктивними отворами) [6].

Таке рішення дозволяє захистити дробарку від критичних руйнувань: у разі потрапляння в камеру сторонніх металевих предметів, що не піддаються подрібненню, плита руйнується першою. Це призводить до миттєвого припинення коливань щоки та зупинки агрегату, що запобігає пошкодженню вала та двигуна [9].

Для забезпечення надійності приводу в конструкції задньої розпірної плити часто передбачають запобіжний вузол, виконаний у вигляді заклепкового з'єднання двох частин плити. У разі виникнення критичних (небезпечних) навантажень відбувається механічне зрізання заклепок, що призводить до розмикання кінематичного ланцюга та негайної зупинки дробарки, запобігаючи руйнуванню дорожчих вузлів приводу [6].

Функціонування щогової дробарки базується на циклічному чергуванні фаз, що визначаються рухом шатуна. Під час вертикального підйому шатуна відбувається збільшення кута між розпірними плитами, що спричиняє примусове зміщення рухомої щоки в напрямку стаціонарної передньої стінки. Ця фаза, що

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначається як робочий хід, забезпечує безпосереднє руйнування матеріалу. Процес подрібнення реалізується через комбінований вплив: основне роздавлювання доповнюється деформаціями згину та зсуву. Такий складний механізм руйнування стає можливим завдяки спеціальній геометрії футерувальних плит, які мають хвилясту або ребристу поверхню. Конструктивне розташування виступів на рухомій щочі навпроти заглиблень нерухомої стінки створює оптимальні умови для деструкції міцних порід, тоді як бокові поверхні камери залишаються футерованими гладкими плитами [6].

Зворотна фаза циклу – холостий хід – ініціюється під час руху шатуна вниз. У цей момент рухома щоча під впливом власної ваги та зусилля замикальної пружини 9, з'єднаної з щочою за допомогою тяги механізму повернення 12, відходить у вихідне положення. Саме в цей період здійснюється розвантаження подрібненого продукту з робочого простору дробарки. Наявність чітко розділених робочого та холостого ходів обумовлює значну нерівномірність навантаження на приводний механізм. Для стабілізації обертового моменту та вирівнювання динамічних характеристик на головному валу 6 встановлюються два масивні маховики 5, один із яких одночасно виконує функцію приводного шківів. Передача енергії від електродвигуна до виконавчих органів здійснюється за допомогою клиноременної передачі [6].

Керування фракційним складом готового продукту здійснюється шляхом коригування ширини розвантажувального отвору. У сучасних конструкціях цей процес реалізується за допомогою системи регулювальних клинів або шляхом встановлення розпірних плит відповідного типорозміру [9].

На відміну від механізмів із простою кінематикою, у дробарках типу ЩДС (рис. 1.6) реалізовано безпосередній монтаж рухомої щочки на ексцентрикову частину головного вала. У нижній точці конструкція спирається на єдину розпірну плиту, кінці якої зафіксовані у спеціальних вкладишах (гніздах), розташованих на самій щочі та регулювальному клиновому механізмі. Така

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

схема забезпечує складну траєкторію руху робочого органу, поєднуючи ефекти роздавлювання та стирання матеріалу [9].

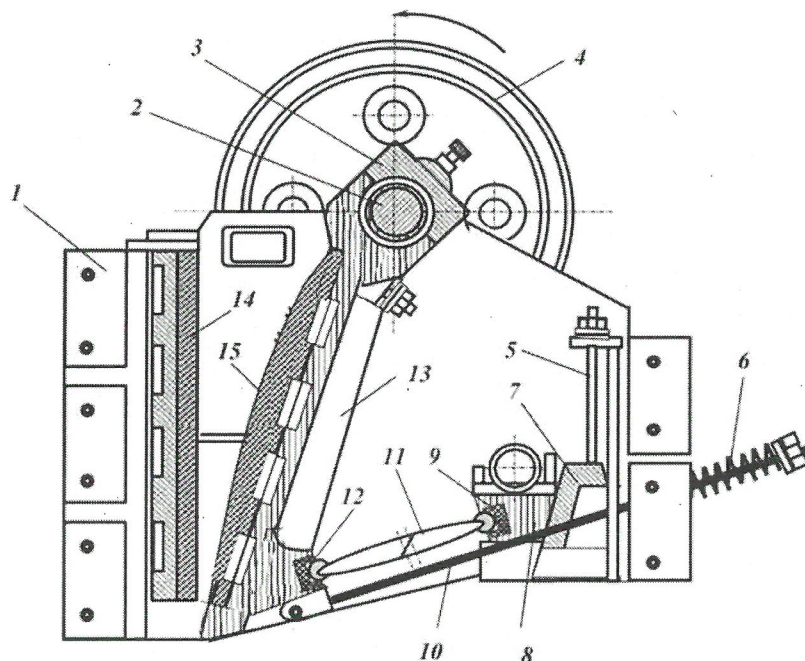


Рис. 1.7. Конструктивна схема щоквої дробарки типу ЩДС.

1. стаціонарна передня щока (частина станини);
2. головний ексцентриковий вал;
3. опорні (корінні) підшипникові вузли;
4. приводний шків;
5. регулювальний гвинт;
6. замикальна пружина;
7. регулювальний клин;
8. упор механізму налаштування;
- 9, 12. посадочні вкладиші;
10. тяга системи повернення;
11. розпірна плита;
13. підвісна рухома щока;
- 14, 15. зносостійкі футерувальні плити.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ГММ.401-ММ.008-00.00.000.ПЗ

Арк.

34

У конструкціях типу ЩДС нерухома щока 1 є монолітним елементом станини, тоді як рухома щока 13 монтується безпосередньо на ексцентрикову частину головного вала 2 за допомогою підшипникового вузла. Внутрішня камера подрібнення захищена від абразивного зносу змінними футерувальними плитами 14 та 15. Система підтримки рухомої щоки передбачає використання розпірної плити 11, яка встановлена між вкладишем 12 на самій щоці та вкладишем 9 регульовального упора 8 [6].

Налаштування параметрів вихідного продукту здійснюється за допомогою клинового механізму 7, положення якого регулюється двома гвинтами 5. Переміщення клина у вертикальній площині дозволяє оперативно змінювати ширину розвантажувальної щілини. Постійний контакт між кінематичними парами (щогою та розпірною плитою) підтримується замикальним пристроєм, що складається з тяги 10 та пружини 6, натяг якої коригується гайкою. Головний ексцентриковий вал 2, встановлений у корінних підшипниках 3, отримує обертовий момент від електродвигуна через шків 4 та клинопасову передачу [6].

Специфіка роботи агрегату полягає у складній траєкторії руху рухомої щоки: вона не лише циклічно наближається до стаціонарної поверхні, а й здійснює поздовжнє зміщення вздовж неї. Внаслідок цього кожна точка щоки описує овальну траєкторію, що дозволяє руйнувати матеріал шляхом комбінованого впливу роздавлювання та інтенсивного стирання. Така кінематика забезпечує високу ефективність процесу, при якому фаза холостого ходу скорочується до 1/5 оберту вала, що сприяє більш рівномірній роботі обладнання порівняно з дробарками простого руху [6].

Аналіз конструктивних схем показує, що дробарки типу ЩДС забезпечують вищий ступінь подрібнення та більш рівномірне навантаження на привод, тоді як дробарки типу ЩДП відзначаються простотою конструкції, надійністю та можливістю роботи з великими шматками матеріалу. Саме тому дробарки з простим рухом щоки широко застосовуються на стадії первинного дроблення і становлять значний інтерес як об'єкт подальшої модернізації [6].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

1.6. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЩОКОВИХ ДРОБАРОК

Ефективність експлуатації щокрових каменедробарок значною мірою залежить від надійності їхнього пускового режиму, який ускладнюється великим моментом інерції масивних маховиків та ймовірністю наявності матеріалу в робочій зоні. Аналіз технічної літератури та сучасних конструктивних рішень дозволяє класифікувати існуючі засоби полегшення пуску за принципом їхньої дії на електротехнічні, гідродинамічні та механічні.

Найбільш прогресивним електротехнічним методом є застосування систем інтелектуального керування двигуном, зокрема перетворювачів частоти та пристроїв м'якого пуску. Це дозволяє форсувати крутий момент на початковому етапі, забезпечуючи необхідний пусковий момент і плавний розгін рухомих мас дробарки. Поступове наростання швидкості мінімізує механічні удари в трансмісії та сприяє зниженню пускових струмів. Водночас, класичні схеми пуску, як-от перемикання зі «зірки» на «трикутник», хоча і є економічно доступними, часто виявляються неефективними для важких режимів через трикратне падіння пускового моменту, що може ускладнювати запуск приводу за наявності значних інерційних навантажень [11, 12, 14, 15].

Гідродинамічні засоби, представлені гідромуфтами, забезпечують роз'єднання валів двигуна та дробарки в момент пуску. Використання рідкого середовища як робочого тіла дозволяє електродвигуну безперешкодно набрати номінальні оберти, після чого енергія поступово передається на маховики. Такі системи виконують функцію гідравлічного запобіжника: у разі перевантаження або заклинювання механізму муфта починає проковзувати, обмежуючи переданий крутий момент і захищаючи привід від пошкодження. Аналогічну захисну функцію виконують і механічні фрикційні муфти, які розривають кінематичний ланцюг при перевищенні критичного моменту, проте вони не забезпечують активного полегшення самого процесу розгону маховиків [13, 16].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Попри високу ефективність електронних систем керування, їх впровадження в умовах кар'єрів часто обмежується високою вартістю, чутливістю до запиленості та необхідністю складного сервісного обслуговування. Це обумовлює актуальність розробки автономних мехатронних вузлів пуску. На підставі проведеного аналізу перспективним напрямком удосконалення щоківих дробарок можна вважати застосування допоміжного гідравлічного пускового мотора, який через обгінну муфту з'єднується з валом основного електродвигуна. Таке рішення дозволяє реалізувати активний розгін системи через існуючу клиноремінну передачу ще до ввімкнення електроживлення основного двигуна. Це забезпечує надійний старт машини при мінімальних електричних навантаженнях та гарантує автоматичне механічне розчеплення пускового вузла після виходу агрегату на робочий режим.

Проведений аналіз конструкцій та умов експлуатації щоківих дробарок показав, що одним із факторів, які впливають на надійність та енергоефективність їх роботи, є значні навантаження, які виникають під час запуску агрегату. Тому подальша модернізація буде спрямована на розроблення гідроприводного вузла пуску, що забезпечує попередній розгін системи та зменшення навантажень на електропривод.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

2.1. ПАРАМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Головним завданням параметричного розрахунку є обґрунтування та пошук оптимальних конструктивно-геометричних характеристик каменедробарки, що задовольняють задані технологічні вимоги та умови експлуатації машини.

Як основу для проектування використано базову модель обладнання з її стандартним набором технічних параметрів. Проведення подальших інженерних розрахунків базується на таких вихідних показниках технологічного процесу: граничний розмір фракції матеріалу на вході $D_{max} = 250$ мм, необхідний максимальний габарит шматків у готовому продукті $d_{max} = 40$ мм та планова продуктивність агрегату $Q = 15$ м³/год.

Для безперешкодного приймання та первинного захоплення найбільших шматків гірської породи ширина завантажувального отвору дробарки B повинна мати відповідний запас і визначається за формулою

$$B = \frac{D_{max}}{0,85} = \frac{250}{0,85} = 294 \text{ мм} \quad (1.1)$$

Розмірні параметри вихідного зазору безпосередньо впливають на максимальний габарит зерен подрібненого матеріалу. Ширину розвантажувальної щілини b у фазі максимального віддалення рухомого робочого органа розраховують за такою емпіричною залежністю

$$b = 0,85 \cdot d_{max} = 0,85 \cdot 40 = 34 \text{ мм} \quad (1.2)$$

					ГММ.401–ММ.007–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 2. Загальний розрахунок	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн		Вірченко		19.06			38	17	
Перевір.						НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			
Н. Контр.		Васильєв		16.06					
Затвер.		Орисенко		19.06					

Важливим етапом проектування є визначення кута захоплення між дробильними плитами. Його величина має гарантувати ефективне затискання та руйнування породи, але водночас не перевищувати критичного значення, за якого виникає ризик зворотного виштовхування (викидання) шматків із камери подрібнення вгору.

На розрахунковій кінематичній схемі (рис. 2.1) наведено векторну діаграму сил, що діють на окрему грудку матеріалу в процесі її руйнування. Зусилля роздавлювання з боку робочої щоби діє перпендикулярно до її поверхні та позначене вектором P . Сила тертя f^P спрямована ортогонально до вектора нормального тиску P і завжди протидіє вектору відносної швидкості переміщення шматка v . При загрозі виштовхування матеріалу вгору вектори сил розподіляються відповідно до наведеної фізичної моделі. Оскільки власна вага шматка породи є незначною порівняно з піковими динамічними зусиллями роздроблення, під час аналізу силового балансу в камері цим показником можна знехтувати. Коефіцієнт тертя f приймається ідентичним для обох робочих поверхонь, оскільки нерухома та рухома плити виготовлені з однакового зносостійкого матеріалу [17].

Умовою стабільного процесу подрібнення, за якого виключається зворотне виштовхування (викидання) матеріалу з робочого простору камери, є перевищення або рівність сили тертя F відносно сили виштовхування R . Фізичний зміст цього силового балансу відображено на розрахунковій схемі (рис. 1.1) та описується такою системою математичних залежностей:

$$\begin{aligned} F &= fP \cos \frac{\alpha}{2}; \quad 2fP \cos \frac{\alpha}{2} \geq R; \\ 2fP \cos \frac{\alpha}{2} &\geq 2P \sin \frac{\alpha}{2}; \quad f \cos \frac{\alpha}{2} \geq \sin \frac{\alpha}{2}; \\ f &\geq \tan \frac{\alpha}{2} \end{aligned}$$

Враховуючи, що коефіцієнт тертя f безпосередньо пов'язаний із фізичними властивостями контактних поверхонь, його можна виразити

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

через кут тертя φ як $f = \tan \varphi$. Тоді гранична умова безперешкодного затискання шматка набуває вигляду:

$$\tan \varphi \geq \tan \frac{\alpha}{2} \text{ або } 2\varphi \geq \alpha$$

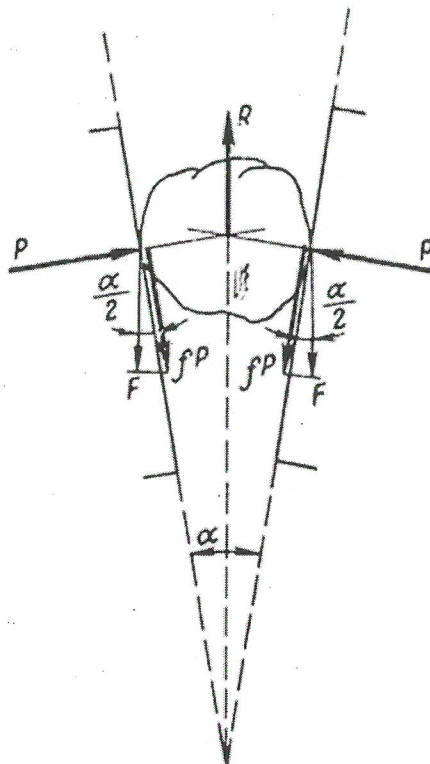


Рис. 2.1. Схема розподілу сил, що діють на шматок матеріалу в процесі подрібнення [17]

З урахуванням наведеної залежності, для забезпечення нормального режиму подрібнення кут захоплення α не повинен перевищувати подвійного кута тертя порід по сталі. У довідковій літературі часто наводиться середній коефіцієнт тертя для кам'яних матеріалів $f = 0,3$, що відповідає куту тертя $\varphi = 16^\circ 40'$ та граничному куту захоплення $\alpha = 33^\circ 20'$. Проте таке теоретичне значення визначено в лабораторних умовах без урахування реальної динаміки, вібрацій та складного характеру взаємодії сил у робочому просторі промислових агрегатів [17].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		40

Комплексні експериментальні дослідження та досвід експлуатації каменедробарок доводять, що для гарантування надійної та безаварійної роботи обладнання оптимальний діапазон кута захоплення має становити від 18° до 23° .

З огляду на зазначені конструктивні та технологічні фактори, для проектованої базової моделі щокрової дробарки прийнято оптимальний робочий кут захоплення $\alpha = 20^\circ$ [17].

Одним із визначальних конструктивних параметрів каменедробарки є робочий хід щоки. Його величина безпосередньо впливає на техніко-економічну ефективність та експлуатаційну продуктивність усього агрегату.

Для стабільного функціонування машини та інтенсивного руйнування гірської породи у просторі між рухомою та стаціонарною дробильними плитами амплітуда коливань щоки повинна перевищувати певне критичне значення. Оскільки шматки вихідної сировини мають довільну геометричну форму, нерівномірні відколи та неоднаково контактують із робочими поверхнями плит, розрахункову величину ходу щоки приймають із суттєвим конструктивним запасом для гарантованого стиснення матеріалу [17].

Оптимальні амплітудні параметри ходів стиснення в граничних точках робочої камери подрібнення визначені на основі експериментальних досліджень і розраховуються за такими залежностями:

- робочий хід стиснення в нижньому перерізі камери подрібнення

$$S_H = 7 + 0,1b = 7 + 0,1 \cdot 34 = 10,4 \text{ мм}; \quad (1.3)$$

- робочий хід стиснення у верхньому перерізі камери подрібнення

$$S_B = 0,05 \cdot B = 0,05 \cdot 294 = 14,7 \text{ мм} \quad (1.4)$$

Наступним етапом проектування є визначення оптимальної швидкодії приводного механізму. Емпірична залежність для визначення раціональної частоти обертання головного ексцентрикового вала щокрової дробарки, яка враховує динаміку випадіння матеріалу під дією власної ваги та містить необхідні поправкові коефіцієнти, має такий вигляд

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$n = 17 \cdot b^{-0,3} = 17 \cdot 34^{-0,3} = 5,9 \text{ об/хв} = 354 \text{ об/хв} \quad (1.5)$$

Розрахована частота обертання вала $n = 354 \text{ об/хв}$ забезпечує оптимальний баланс між циклами стиснення та вільним гравітаційним просуванням подрібненої фракції до вихідного зазору, що мінімізує ефект перепідпору матеріалу в камері.

Геометричні параметри камери дроблення (рисунок 2.2).

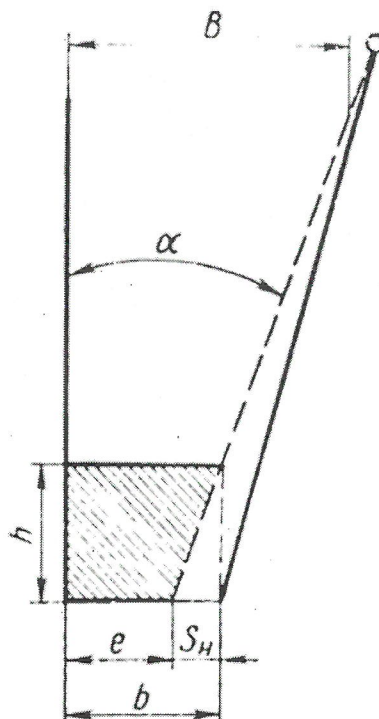


Рисунок 2.2. Геометричні параметри камери дроблення [17]

Мінімальна відстань між плитами у фазі їхнього максимального зближення

$$e = b - S_n = 34 - 10,4 = 23,6 \text{ мм} \quad (1.6)$$

Шлях вільного падіння грудки за один хід холостого ходу

$$h = \frac{S_n}{\tan \alpha} = \frac{10,4}{\tan 20^\circ} = 28,57 \text{ мм} \quad (1.7)$$

Площа поперечного перерізу трапеції випадіння порід

$$F = (e + b) \frac{h}{2} = (23,6 + 34) \frac{28,57}{2} = 823 \text{ мм}^2 \quad (1.8)$$

$$= 0,000823 \text{ м}^2$$

Об'єм призми між дробильними плитами

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$V = F \cdot L = 0,000823 \cdot 0,4 = 0,00033 \text{ м}^3, \quad (1.9)$$

де L – довжина камери дроблення

Продуктивність дробарки дорівнює

$$Q = \frac{c S_{\text{ср}} L b n (B + b)}{2 D_{\text{св}} \tan \alpha} = \frac{1 \cdot 12,55 \cdot 0,4 \cdot 34 \cdot 5,9 (294 + 34)}{2 \cdot 117,6 \cdot \tan 20^\circ} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с} = 14,04 \text{ м}^3/\text{год} \quad (1.10)$$

де c – кінематичний коефіцієнт

Середньозважений розмір шматків вихідного матеріалу

$$D_{\text{св}} = 0,4 \cdot B = 0,4 \cdot 294 = 117,6 \text{ мм} \quad (1.11)$$

Середній еквівалентний хід щоби

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{н}} + S_{\text{в}}}{2} = \frac{10,4 + 14,7}{2} = 12,55 \text{ мм} \quad (1.12)$$

Необхідна потужність електродвигуна

$$N = \frac{B \cdot L}{100} = \frac{29,4 \cdot 40}{100} = 11,76 \text{ кВт} \quad (1.13)$$

де B і L – ширина і довжина приймального отвору, см.

Обираємо двигун 4A160S4Y3, потужність 15 кВт, кількість обертів 1500 об/хв.

Проведені параметричні та конструктивні розрахунки дозволили повністю визначити геометрію робочого простору камери подрібнення, обґрунтувати пропускну здатність агрегату для заданого розміру вихідної щілини, а також підібрати оптимальні енергетичні параметри головного електродвигуна [17].

Розрахунок маховика

Робота, яка витрачається на руйнування матеріалу за один повний оберт ексцентрикового вала

$$A = \frac{N \cdot \eta}{n} = \frac{15000 \cdot 0,85}{5,9} = 2161 \text{ Дж}, \quad (1.14)$$

Де N - потужність електродвигуна, Вт;

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

η - ККД дробарки;

n - частота обертання ексцентрикового вала, об/с.

Енергія, що накопичується маховиком за період холостого ходу, приймається рівною половині загальної роботи подрібнення за цикл

$$j = \frac{A}{2} = \frac{2161}{2} = 1081 \text{ Дж} \quad (1.15)$$

Необхідний момент інерції маховика

$$J_m = \frac{j}{4\pi^2 n^2 \delta} = \frac{1081}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 5,9^2 \cdot 0,025} = 31,5 \text{ кг/м}^2, \quad (1.16)$$

де δ – ступінь нерівномірності обертання маховика.

Кутове прискорення

$$\varepsilon_m = \frac{\omega}{t_{\pi}} = \frac{37,07}{10} = 3,71 \text{ рад/с}^2, \quad (1.17)$$

Де ω – кутова швидкість маховика;

t_{π} – час пуску, $t_{\pi} = 10 \dots 15$ с.

Кутова швидкість маховика

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 354}{30} = 37,07 \text{ рад/с} \quad (1.18)$$

2.2. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

У цьому розділі наведено розрахунок кінематичних параметрів приводного механізму щоклової дробарки. Робочий момент передається за допомогою пасової передачі, аналіз якої дозволить обґрунтувати її ключові геометричні та конструктивні характеристики. Вихідними величинами для проектування є швидкісні режими елементів системи: число обертів вала електродвигуна $n_{\text{дв}} = 1500$ об/хв та частота обертання головного ексцентрикового вала каменедробарки $n = 354$ об/хв.

Визначення загального передаточного відношення пасової передачі

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{1500}{354} = 4,24 \quad (2.1)$$

Згідно з вимогами стандартизації, знайдену величину передаточного відношення округлюємо до найближчого цілого значення і приймаємо $i_{\text{заг}} = 4$.

Орієнтуючись на величину номінальної потужності, що передається від двигуна до виконавчого вузла, підбираємо переріз паса та габарити ведучого елемента. Для даних умов експлуатації приймаємо клинковий пас типу Б, а діаметр ведучого шківa фіксуємо на рівні $d_1 = 160$ мм [18].

Швидкість паса

$$v = \frac{d_1 \pi n_{\text{дв}}}{60} = \frac{0,16 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} = 12,56 \text{ м/с} \quad (2.2)$$

Відповідно до обраного типу ремня та розрахованої колової швидкості, номінальна потужність, яку здатна забезпечити одна одиниця паса, становить $N_0 = 4,73$ кВт.

Розрахунковий діаметр веденого шківa

$$d_2 = i_{\text{заг}} d_1 (1 - \varepsilon) = 4 \cdot 160 \cdot (1 - 0,01) = 633,6 \text{ мм}, \quad (2.3)$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання $\varepsilon = (0,01 \dots 0,02)$.

Отримане розрахункове значення узгоджуємо з рядом стандартних розмірів промислових шківів, остаточно приймаючи номінальний діаметр $d_2 = 630$ мм.

На основі знайдених діаметрів переходимо до обчислення приблизної міжосьової відстані проектованої передачі

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (160 + 630) + 10,8 = 445,3 \text{ мм}, \quad (2.4)$$

де h – висота поперечного перерізу паса.

Довжина паса дорівнює

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \quad (2.5)$$

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= 2 \cdot 445,3 + \frac{3,14}{2} (630 + 160) + \frac{(630 - 160)^2}{4 \cdot 445,3}$$

$$= 2254,92 \text{ мм}$$

Керуючись переліком стандартних розмірів пасів, що випускаються промисловістю, узгоджуємо отримане значення з найближчим більшим номіналом і приймаємо $l = 2500 \text{ мм}$ [18].

Уточнення фактичної міжосьової відстані

$$a = \left[2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right] / 8 =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 2500 - 3,14 \cdot (160 + 630) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14(160 + 630)]^2 - 8 \cdot (630 - 160)^2}}{2} \right] / 8 = 582,4 \text{ мм} \quad (2.6)$$

Кут охоплення ведучого шківів пасом

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{630 - 160}{582,4} = 134^\circ \quad (2.7)$$

$$\geq 120$$

Корисна потужність, що передається одним пасом, визначається з урахуванням комплексу поправних коефіцієнтів, які нівелюють вплив реальних умов експлуатації

$$N_{\pi} = N_0 C_p C_{\alpha} C_t = 4,73 \cdot 0,7 \cdot 0,86 \cdot 0,96 = 2,73 \text{ кВт} \quad (2.8)$$

де C_p, C_{α}, C_t – поправні коефіцієнти.

Необхідна кількість пасів

$$z = \frac{N_{\text{дв}}}{N_{\pi}} = \frac{15}{2,73} = 5,5 = 6 \text{ шт.} \quad (2.9)$$

У ході виконання кінематичного розрахунку було повністю спроектовано приводний механізм каменедробарки, що реалізований у вигляді клинопасової передачі, яка з'єднує вал електродвигуна з головним шківом агрегату. Зокрема, обґрунтовано геометричні параметри ведучого й веденого шківів, а також визначено оптимальну кількість ременів, необхідну для стабільної та надійної передачі номінального крутного моменту за реальних умов експлуатації [18].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

Запорукою безвідмовної та безпечної експлуатації каменедробарки у важких промислових режимах є належна механічна витривалість її елементів. З метою обґрунтування конструктивної надійності та підтвердження заявленого ресурсу обладнання виконується комплекс перевірочних розрахунків на міцність.

Головне завдання цього етапу проектування полягає у визначенні напружено-деформованого стану та оцінюванні несучої здатності найбільш навантажених і відповідальних деталей та вузлів агрегату під дією пікових технологічних зусиль. Базовою інформацією для проведення розрахунків слугують знайдені раніше геометричні пропорції камери подрібнення, механічні властивості обраних конструкційних матеріалів, їхні границі текучості та міцності, а також фізико-технічні характеристики гірської породи, що підлягає руйнуванню.

2.3.1. Розрахунок сил у головних вузлах та елементах дробарки

Проведення силового аналізу конструкції полягає в ідентифікації та кількісному визначенні зовнішніх навантажень, які діють на рухомі ланки кінематичного ланцюга, а також у знаходженні реакцій у зонах шарнірних опор і підшипникових вузлів (рис. 3.1).

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

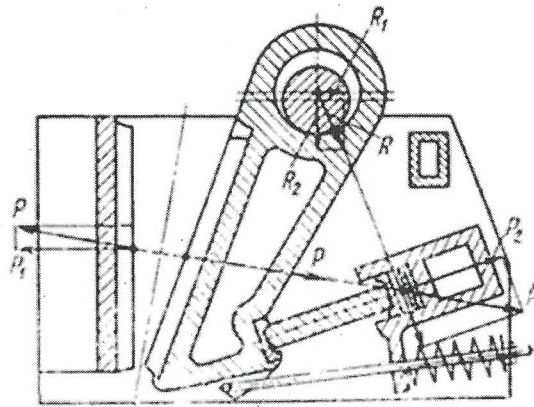


Рис. 2.3. Розрахункова схема для аналізу головних зусиль у робочому просторі щоквої дробарки [17]

Головне нормальне зусилля P , що припадає на робочу поверхню дробильної футерувальної плити визначається за такою залежністю

$$P = pF_{\text{дроб}}, \quad (3.1)$$

де $F_{\text{дроб}}$ – активна (корисна) площа поверхні дробильної плити без урахування технологічних скосів і фасок, визначена за конструктивними розмірами камери подрібнення, м^2

p – питоме зусилля деструкції матеріалу, МН/м^2 .

$$F_{\text{дроб}} = HL = 0,55 \cdot 0,4 = 0,22 \text{ м}^2 \quad (3.2)$$

Питоме зусилля деструкції матеріалу

$$p = \frac{\sigma}{300} \left(1,85 + \frac{0,25}{B} \right) K_{\alpha} = \frac{200}{300} \left(1,85 + \frac{0,25}{0,294} \right) 1,14 = 2,05 \text{ МН/м}^2, \quad (3.3)$$

де σ – границя міцності вихідної гірської породи при стисканні, МПа ;

K_{α} – поправний коефіцієнт, що нівелює зміну питомого тиску p залежно від величини кута захоплення робочої камери.

$$P = 2,05 \cdot 0,22 = 0,451 \text{ МН} \quad (3.4)$$

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункове (пікове) значення сили подрібнення визначається з урахуванням динамічного запасу на випадок заклинювання або потрапляння в камеру недробильних тіл

$$P_{max} = K_{зап} \cdot P = 1,4 \cdot 0,451 = 0,631 \text{ МН}, \quad (3.5)$$

де $K_{зап}$ – коефіцієнт запасу, $K_{зап} = 1,4 \dots 1,5$.

Напруження в перерізі поодинокого шматка, що затиснутий між рифленнями (ребрами) зустрічних плит, визначається згідно з положеннями теорії пружності

$$\sigma_p = \frac{2P}{\pi F} = \frac{2 \cdot 0,631}{3,14 \cdot 0,000823} = 488,35 \text{ МПа} \quad (3.6)$$

Сумарне навантаження на дробильну плиту, обчислене за умовного припущення, що весь внутрішній простір робочої зони заповнений монофракційним матеріалом кулястої форми

$$P_{дроб} = \frac{K \pi^2 \sigma_p F_{дроб}}{8} = \frac{0,3 \cdot 3,14^2 \cdot 488,35 \cdot 0,22}{0,85} = 39,72 \text{ МН}, \quad (3.7)$$

де K – розрахунковий коефіцієнт, що одночасно враховує ступінь розпушення гірської породи та синхронність процесу роздавлювання матеріалу в межах одного робочого циклу хитання рухомої щоки;

$F_{дроб}$ – корисна (активна) площа дробильної плити, яка безпосередньо бере участь у руйнуванні сировини, м^2 .

Для знаходження розрахункових навантажень враховують область застосування обладнання. Оскільки більшість конусних та щоківих каменедробарок експлуатуються на породах із границею міцності на стискання, що не перевищує 300 МПа, то для подальшого проектування доцільно прийняти граничний питомий тиск на рівні 2,7 МПа.

Розрахункове зусилля подрібнення обчислюється за такою залежністю

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{розр}} = 1,5P_{\text{дроб}} = 1,5 \frac{K\pi^2\sigma_p}{8} F_{\text{дроб}} = 1,5 \cdot 2,7F_{\text{дроб}} \quad (3.8)$$

$$= 1,5 \cdot 2,7 \cdot 0, = 0,89 \text{ МН}$$

Результати експериментальних досліджень та аналітичних розрахунків свідчать про те, що розподіл навантаження по робочій поверхні дробильних плит можна вважати умовно рівномірним.

З огляду на це, під час визначення внутрішніх силових факторів у кінематичних вузлах механізму, вектор рівнодійної розподіленого технологічного навантаження вважають прикладеним точно по центру робочої висоти плити [17].

Знайдемо невідомі силові компоненти, що діють в елементах конструкції

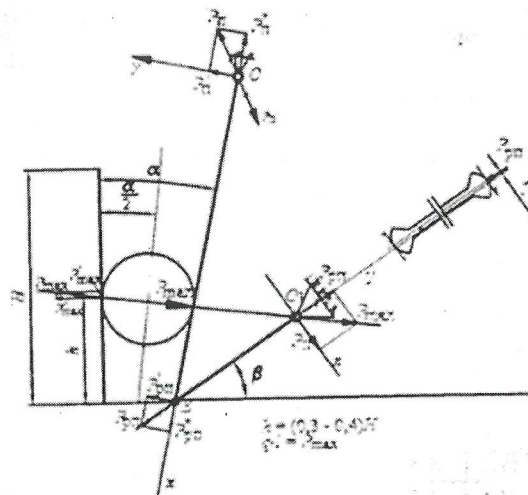


Рис. 2.4. Кінематично-силова схема для розрахунку зусиль у вузлах дробарки [17]

Зусилля стиснення, яке виникає в розпирній плит

$$P_{\text{рп}} = P_{\text{max}} \cos \varphi = 0,631 \cdot \cos \left(20^\circ + \frac{10^\circ}{1} \right) = 0,55 \text{ МН} \quad (3.9)$$

Динамічне зусилля, що передається на головний ексцентриковий вал

$$P_n = P_{\text{max}} \cos(90^\circ - \varphi) = 0,631 \cdot \cos(90^\circ - 20^\circ - 10^\circ) \quad (3.10)$$

$$= 0,32 \text{ МН,}$$

де φ – кут між додатнім напрямом осі проекції і вектором сили [17].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.2. Розрахунок елементів рухомої щоки на міцність

При побудові математичної моделі рухому щоку каменедробарки зі складним коливальним рухом розглядають як розрахункову балку. Ця балка має шарнірне спирання: з одного боку її опорною точкою виступає головка розпірної плити, а з іншого вона зафіксована на ексцентриковому вузлі головного вала. Відповідно до розрахункової схеми, конструкція щоки в процесі деструкції матеріалу піддається сумісному впливу деформацій згину та розтягування (рис. 3.3).

Під час проведення перевірочних інженерних розрахунків технологічний тиск, що діє на щоку з боку футерувальної плити, для спрощення моделі приймають як зосереджену силу.

Сумарне напруження, яке виникає в небезпечному поперечному перерізі щоки

$$\sigma = \sigma_u \pm \sigma_p \leq [\sigma] \quad (3.11)$$

Напруження від дії згинального моменту

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma] \quad (3.12)$$

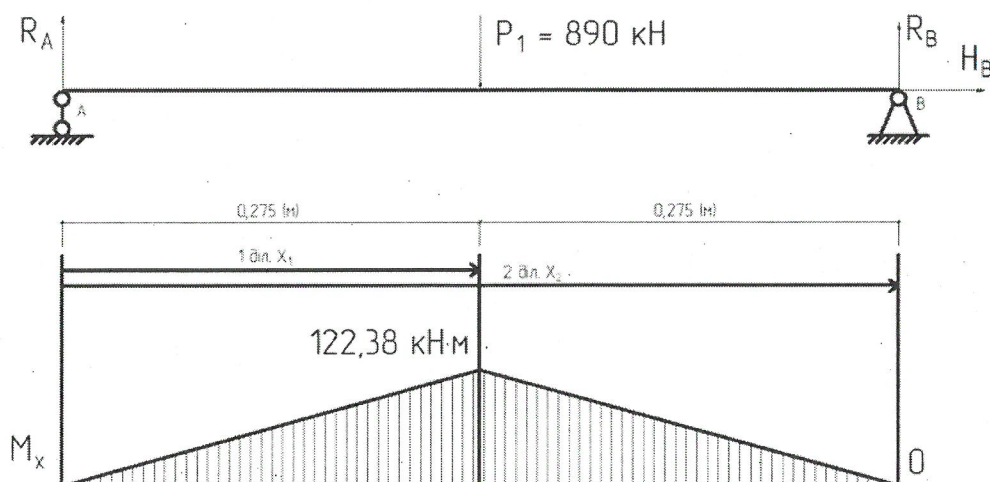


Рис. 2.5. Розрахункова балочна схема рухомої щоки та епюра згинальних моментів

Визначення опорних реакцій

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$-R_A \cdot (x_1 + x_2) + P_1 \cdot x_2;$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot x_2}{x_1 + x_2} = \frac{890 \cdot 0,275}{0,275 + 0,275} = 445 \text{ кН};$$

$$R_A - P_1 + R_B = 0; R_B = P_1 - R_A = 890 - 445 = 445 \text{ кН};$$

Згинальний момент на першій ділянці

$$M_1(x) = R_A \cdot x_1;$$

$$M_1(0) = 445 \cdot 0 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_1(0,275) = 445 \cdot 0,275 = 122,38 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Згинальний момент на першій ділянці

$$M_2(x) = R_A \cdot (0,275 + x_2) - P_1 \cdot x_2;$$

$$M_2(0) = 445 \cdot (0,275 + 0) - 890 \cdot 0 = 122,38 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_2(0,275) = 445 \cdot (0,275 + 0,275) - 890 \cdot 0,275 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Напруження розтягування в перерізі щоби

$$\sigma_p = \frac{P_{\text{розр}}}{F_{\text{дроб}}} = \frac{0,89}{0,22} = 4,05 \text{ МПа}, \quad (3.13)$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{122,38}{0,02} = 6,07 \text{ МПа} \leq [216 \text{ МПа}] \quad (3.14)$$

Де W – момент опору перерізу

$$W = \frac{LH^2}{6} = 0,02 \text{ м}^3 \quad (3.15)$$

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_p = 4,05 + 6,07 = 10,12 \text{ МПа} \leq [216 \text{ МПа}] \quad (3.16)$$

У результаті проведеного силового аналізу навантажень, що сприймаються рухомою щобою подрібнювача, було визначено величину пікового згинального моменту, встановлено координату перерізу його максимальної концентрації, а також розраховано нормальні напруження від поздовжнього розтягування корпусу. Комплексна перевірка напружено-деформованого стану металоконструкції підтвердила, що сумарні діючі напруження не перевищують гранично допустимих значень для обраного матеріалу, що повністю гарантує

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міцність, жорсткість та експлуатаційну надійність робочого органу дробарки [17].

2.3.3. Розрахунок ексцентрикового вала

В процесі виконання технологічної операції деструкції матеріалу головний вал каменедробарки зазнає складного напружено-деформованого стану, що викликаний одночасною дією деформацій кручення від приводного механізму та згину від зусиль у робочій камері. Розрахунок еквівалентних напружень виконують на основі аналізу небезпечного перерізу, положення якого встановлюють за відповідними епюрами згинальних та крутних моментів.

Визначимо динамічні реакції, що виникають в опорних підшипникових вузлах станини (рис. 2.6)

$$\sum M_A = 0$$

$$P_n \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0$$

$$R_B = \frac{P_n \cdot \frac{l}{2}}{l}$$

$$R_B = \frac{0,32}{2} = 0,16 \text{ МН}$$

$$R_B = R_A = 0,16 \text{ МН}$$

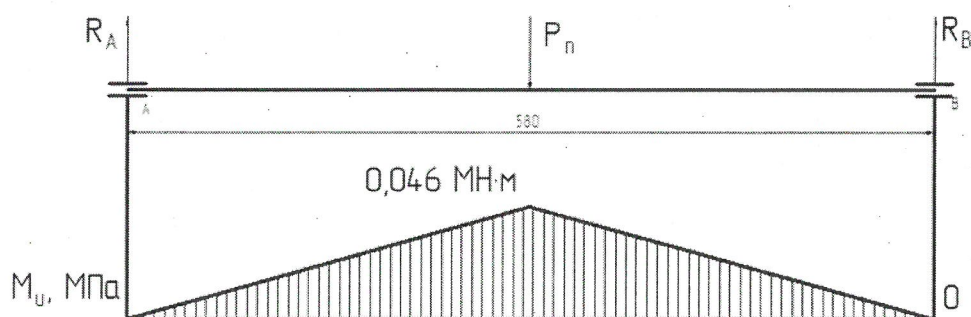


Рис. 2.6. Розрахункова схема головного вала

Максимальний згинальний момент

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_u = R_A \cdot \frac{l}{2} = 0,16 \cdot \frac{0,58}{2} = 0,046 \text{ МН} \cdot \text{м} \quad (3.17)$$

Нормальні напруження від деформації згину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1 \cdot d_B^3} = \frac{0,046}{0,1 \cdot 0,2^3} = 57,5 \text{ МПа} \quad (3.18)$$

Дотичні напруження від деформації кручення

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_B^3} = \frac{384 \cdot 10^{-6}}{0,2 \cdot 0,2^3} = 0,24 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

На основі збудованих силових діаграм згинальних моментів у критичному поперечному перерізі було обчислено діючі нормальні напруження згину. Спираючись на величину динамічного технологічного зусилля, що транслюється від рухомого робочого органу на головний ексцентриковий вал, а також враховуючи крутний момент від приводного механізму, визначено відповідні дотичні напруження кручення. Проведений комплексний аналіз підтвердив, що виниклі сумарні напруження повністю задовольняють умовам міцності сталі, що гарантує надійну роботу вала при пікових робочих навантаженнях.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНОК ГІДРОПРИВОДА

3.1. ВИБІР РОБОЧОГО ТИСКУ

Номінальний тиск $P_{\text{ном}}$ вибираємо виходячи з номенклатури і технічних характеристик гідроустаткування, головним чином гідронасоса та гідромотора. Значення тисків, що рекомендуються: 10, 16, 20, 25, 32, 40 МПа [19].

Вибираємо для щоклової дробарки з гідропровідним вузлом пуску

$$P_{\text{ном}} = 25 \text{ МПа.}$$

Тиск в лінії зливання становить 10...20% від номінального

$$P_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot P_{\text{ном}}$$

$$P_3 = 0,2 \cdot P_{\text{ном}} = 0,2 \cdot 25 = 5 \text{ МПа} \quad (4.1)$$

Перепад тиску на гідродвигуні

$$\Delta P = P_{\text{ном}} - P_3 = 20 - 5 = 20 \text{ МПа} \quad (4.2)$$

3.2. РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ГІДРОМОТОРА

Можна підібрати гідромотор, визначивши потужність, необхідну для забезпечення обертання в заданому режимі (встановлену потужність оберту). Для цього необхідно мати наступні вихідні дані: момент інерції маховика – J_m , кутове прискорення маховика ε_m , частота обертання маховика n_m . По кутовому прискоренню і моменту інерції визначається обертаючий момент, необхідний для оберту маховика:

$$M_m = J_m \cdot \varepsilon_m = 31,5 \cdot 3,71 = 116,87 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.3)$$

де J_m – момент інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_m – кутове прискорення, $\text{рад}/\text{с}^2$.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ			
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3. Розрахунок гідропровода			
Розроб.		Колодочка	<i>[Підпис]</i>	19.06				
Керівн		Вірченко	<i>[Підпис]</i>	19.06				
Перевір.								
Н. Контр.		Васильєв	<i>[Підпис]</i>	19.06				
Затвер.		Орисенко	<i>[Підпис]</i>	19.06	Літ.. Аркуш Аркушів 55 5 НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			

Обертовий момент приведений до вала гідромотора

$$M_{\text{м}}^{\text{пр}} = \frac{M_{\text{м}}}{i_{\text{заг}} \cdot \eta_{\text{гм}} \cdot \eta_{\text{ом}}} = \frac{116,87}{4 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = 32,04 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.4)$$

де $i_{\text{заг}}$ – передавальне відношення пасової передачі;

$\eta_{\text{гм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

$\eta_{\text{ом}}$ – ККД обгінної муфти.

Вибираємо гідромотор за обрахованим робочим об'ємом

$$V_{\text{р}}^{\text{м}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{м}}^{\text{пр}}}{\Delta P \cdot \eta_{\text{гм}}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 32,04}{20 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,000011 \text{ м}^3 \quad (4.5)$$

По розрахованому робочим об'ємом з каталогу підбирається гідромотор, що має близький по величині робочий об'єм. За розрахованим робочим об'ємом вибираємо регульований аксіально-поршневий гідромотор 303.56 з мінімальним робочим об'ємом 16 см^3 , що забезпечує необхідний крутний момент із запасом, $n_{\text{min}} = 1500 \text{ об/хв}$, ККД гідромотора 0,91. [19].

Для визначення витрат ГМ використовують формулу

$$Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{\text{р}} \cdot n_{\text{ном}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{16 \cdot 10^{-6} \cdot 25}{0,91} = 0,00043 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.6)$$

де $n_{\text{ном}}$ – номінальна частота обертання гідромотора, с^{-1} .

3.3. ВИБІР ГІДРОНАСОСА

Основні вимоги при виборі насоса – забезпечення максимальних навантажень і швидкостей ГМ. Основні параметри насоса: робочий об'єм, номінальний тиск, частота обертання приводного вала, подача робочої рідини, діапазон регулювання.

Необхідна подача насоса визначається по гідромотору для роботи якого потрібна найбільша витрата.

					ГММ.401–ММ.003–00.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		56

З каталогу вибираємо аксіально-поршневий регульований насос 333.56, номінальна частота обертання $n_{\text{ном}} = 1500$ об/хв; робочий об'єм $16 \dots 56$ см³; тиск 25 МПа; ККД насоса 0.91 [19].

Витрату цього насоса визначаємо по формулі

$$Q_{\text{ГН}} = V_p \cdot n_1 \cdot \eta_{\text{ГН}} = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 0,94 = 0,00047 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.7)$$

де n_1 – номінальна частота обертання гідромотора, с⁻¹.

3.4. ВИБІР ТРУБОПРОВОДІВ ТА ГІДРАВЛІЧНОЇ АПАРАТУРИ

3.4.1. Вибір трубопроводів

Типорозмір будь-якого трубопроводу характеризується діаметром умовного проходу D_y , приблизно рівним внутрішньому діаметру труби d .

При виконанні розрахунків умовний прохід трубопроводу дорівнює

$$D_y = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{рід}}}{\pi \cdot v_{\text{рід}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,7 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 5}} = 0,0109 \text{ м} = 10,9 \text{ мм}, \quad (4.8)$$

Де $Q_{\text{рід}}$ - витрата рідини в трубопроводі

$v_{\text{рід}}$ - швидкість рідини.

Швидкість плинущу рідини визначають попередньо в залежності від призначення гідролінії. Для напірної гідролінії при тиску до 25 МПа швидкість дорівнює 4,25...6,8 м/с. Приймаємо швидкість рідини рівну 5 м/с [19].

Приймаємо діаметр трубопроводу 12 мм у відповідності зі стандартним рядом діаметрів трубопроводів [19].

3.4.2. Вибір гідроустаткування та гідробака

Для забезпечення надійної та безаварійної роботи елементів об'ємного гідроприводу в різних експлуатаційних умовах необхідна наявність додаткового

					ГММ.401–ММ.003–00.00.000.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гідроустаткування: спрямувальних гідророзподільників, запобіжних клапанів та пристроїв очищення робочої рідини.

Для керування потоком масла, що надходить від головного аксіально-поршневого регульованого насоса типу 333.56 до виконавчого пускового аксіально-поршневого регульованого гідромотора типу 303.56, у системі передбачено встановлення секційного гідророзподільника. Приймаємо до встановлення секційний клапанно-золотниковий гідророзподільник типу МРС120.В1 [19].

Блок секційного розподільника Р1 має таку структуру:

1. Напірна секція
2. Робоча золотникова секція із вбудованим блоком запобіжних клапанів непрямої дії для захисту магістралей пускового гідромотора.
3. Зливна секція для повернення потоку в гідробак.

Для захисту прецизійних деталей гідроагрегатів від абразивного зношування й видалення домішок у зливній магістралі перед баком установлюється магістральний фільтр. Підбір фільтра здійснюється за умовою, що його номінальна пропускна здатність повинна перевищувати максимальну подачу насоса (28,2 л/хв). Для фільтрації мастила з каталогу приймаємо фільтруючий елемент 1.1.32-40 [19].

Технічні характеристики обраного фільтра 1.1.25-25:

1. Номінальна пропускна спроможність: 63 л/хв.
2. Тонкість фільтрації механічних домішок: 25 мкм.
3. Номінальний робочий тиск корпусу: 0.63 МПа.
4. Максимальні втрати тиску при номінальному потоці: 0.025 МПа.

Ємкість гідробака призначається в 1,5-2 рази більше сумарного внутрішнього об'єму всіх елементів гідросистеми, але не меншою (1,5 – 3,0) хвилинної подачі насоса ($Q_{гн}$) [19].

$$Q_{гн} = 0,47 \text{ л/с} = 28,2 \text{ л/хв}$$

					ГММ.401–ММ.003–00.00.000.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_6 = 2 \cdot Q_{\text{ГН}} = 2 \cdot 28,2 = 56,4 \text{ л} \quad (4.9)$$

Приймаємо об'єм бака рівним 63 л.

3.5. ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Потужність, яка споживається гідронасосом

$$P_{\text{ГН}} = \frac{P_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ГН}}}{D_p \cdot \eta_{\text{заг}}} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 0,47 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,91} = 6,46 \text{ кВт}, \quad (4.10)$$

де $P_{\text{ном}}$ – номінальний тиск у гідросистемі;

$Q_{\text{ГН}}$ – максимальна подача насоса;

D_p – діапазон регулювання передавального відношення механізму, розташованого між двигуном та насосом;

$\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД насоса.

Потужність привідного двигуна

$$P_{\text{ДВ}} = \frac{P_{\text{ГН}}}{\eta_{\text{р.н.}}} = \frac{6,46}{0,95} = 6,8 \text{ кВт}, \quad (4.11)$$

де $\eta_{\text{р.н.}}$ – коефіцієнт корисної дії редуктора привода насоса.

З каталогу вибираємо електродвигун 4A112M2, номінальна частота обертання $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ об/хв}$; потужність 7,5 кВт [18].

					ГММ.401–ММ.003–00.00.000.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ФЛАНЦЯ ОБГІННОЇ МУФТИ

4.1. Технологічна частина

Відповідно до завдання необхідно розробити технологічний процес виготовлення та виконати нормування часу на виготовлення фланця обгінної муфти вузла пуску.

Під час розроблення технологічного процесу враховуються два основні принципи: технічний та економічний.

Технічний принцип полягає у забезпеченні відповідності готової деталі вимогам конструкторської документації. Технологічний процес повинен гарантувати отримання необхідних геометричних параметрів, точності розмірів, шорсткості поверхонь, взаємного розташування елементів та інших характеристик, зазначених на кресленні деталі. Для цього обираються відповідні методи обробки, технологічне обладнання, інструмент і засоби контролю.

Економічний принцип передбачає виготовлення деталі з мінімальними витратами праці, матеріалів та виробничих ресурсів при забезпеченні встановлених технічних вимог. Досягнення економічної ефективності забезпечується раціональним вибором заготовки, оптимальною послідовністю виконання операцій, застосуванням продуктивного обладнання та скороченням допоміжного часу.

Розроблення технологічного процесу виготовлення фланця обгінної муфти виконується з урахуванням конструктивних особливостей деталі, матеріалу заготовки, типу виробництва та вимог до якості готового виробу. На основі аналізу креслення визначаються технологічні бази, послідовність механічної обробки та режими різання для окремих операцій.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 4. Технологічний процес	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн		Вірченко		19.06			60	10	
Перевір.		Рогозін		19.06		НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			
Н. Контр.		Васильєв		19.06					
Затвер.		Орисенко		19.06					

4.2. Вибір виду заготовки

Вивчивши креслення деталі “Фланець вихідний” ГММ.401-ММ.008–02.03.002 перехідної муфти, вимоги до поверхні та точності виготовлення, а також приймаючи до уваги малу кількість деталей (одиничний тип виробництва), як заготовку можна прийняти круглий прокат або пропустити прокат через штампування, або кування. При цьому маємо на увазі, що собівартість готової деталі визначається загальними затратами, як на виготовлення заготовки в цілому так і на механічну обробку цієї заготовки.

Згідно з конструктивними особливостями фланця застосовуємо сталь 45 (ДСТУ 7809:2015) гарячекатану круглу, нормальної точності за ДСТУ EN 10060:2014 [20, 21].

4.3. Розробка плану операцій та опис технологічного процесу виготовлення фланця

Для обробки корпусу передбачаємо наступні операції:

- 05 – відрізна: відрізання заготовки;
- 10 – фрезерна: підрізання торців;
- 15 – центровочна: свердлити центрові отвори у торцях заготовки;
- 20 – токарна: точити начорно поверхню заготовки в розмір;
- 25 – токарна: точити начорно поверхню заготовки в розмір;
- 30 – свердлильна: свердлити отвір заготовки в розмір;
- 35 – токарна: точити начорно внутрішню поверхню заготовки в розмір;
- 40 – токарна: точити начисто внутрішню поверхню;
- 45 – токарна: точити начисто поверхню, точити фаску, підрізати торці;
- 50 – токарна: точити начисто поверхню, точити фаску та галтель, підрізати торці;
- 55 – фрезерна: фрезерувати шпонковий паз на заготовці;

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

60 – термічна: термообробити деталь до твердості 28...32 HRC;

65 – слюсарна: зачистити гострі кромки та задирки;

70 – контрольна: контролювати якість геометричних параметрів деталі.

4.4. Визначення припусків на механічну обробку поверхні

Припуск – це шар матеріалу, який необхідно зняти з заготовки для виготовлення деталі відповідно вимогам креслення за точністю поверхні

$$Z = D_z - d_{\text{дет}}, \quad (5.1)$$

де D_z – діаметр заготовки, мм,

$d_{\text{дет}}$ – діаметр виготовленої деталі, мм.

Загальний припуск Z , мм, буде розподілятися на між операційні припуски

$$Z = Z_{\text{чорн}} + Z_{\text{чист}}, \quad (5.2)$$

де $Z_{\text{чорн}}$, $Z_{\text{чист}}$ – відповідно припуски на виконання операцій на чорнове та чистове проточування, мм.

Для визначення припусків на обробку використовуємо дослідно-статистичний метод. Цей метод використовується в машинобудуванні і в ремонтному виробництві, так як не потребує великих затрат часу. Недоліком цього методу є завищення величини припуску. При цьому методі користуються розробленими таблицями між перехідних припусків. За допомогою таблиці розраховуємо розміри заготовки [24].

Таблиця 4.1. Припуски для обробки поверхні фланця

Операція та проміжні величини	Розмір, мм	Припуск, мм
Розмір поверхні за кресленням	105,0	–
Розмір після чистового обточування	105,0	–
Припуск на чистове обточування	–	2,0
Розмір після чорнового обточування	107,0	–
Припуск на чорнове обточування	–	8,0
Загальний припуск	–	10,0
Розмір заготовки	115,0	–

Таким чином, заготовка із прокату за ДСТУ EN 10060:2014 сталь 45 ДСТУ ГОСТ 7809:2015 має такі розміри: діаметр 115 мм і довжину 137,6 мм. Межа міцності на розрив $\sigma_B = 610$ МПа (у стані поставки прокату) [20, 21].

4.5. Вибір обладнання, пристосувань, інструменту

Правильно визначені режими різання при механічній обробці деталі забезпечують оптимальне значення норм часу на виконання операції при допустимих зусиллях різання і потужності.

Визначаємо поняття: глибина різання, подача, швидкість різання.

Глибина різання - це товщина металу, що зрізується різальним інструментом за один прохід:

$$t = \frac{d_1 - d_2}{2},$$

де t – глибина різання (мм);

d_1 – діаметр оброблюваної поверхні;

d_2 – діаметр поверхні після обробки.

Подачею називається довжина оброблюваної поверхні, яку проходить ріжучий інструмент за один оберт шпинделя верстата:

$$S = \frac{L}{T \cdot n},$$

де, S – подача на один оберт, мм/об;

n – кількість обертів шпинделя за хвилину;

T – час обробки поверхні, хвилин.

Швидкість різання – це величина переміщення різального леза інструмента відносно оброблюваної поверхні за одиницю часу:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000}$$

де, V – швидкість різання, м/хв;

D – діаметр оброблюваної поверхні, мм;

n – кількість обертів шпинделя за хвилину.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо режими різання та обчислюємо норму часу на виконання операції чорнового точіння фланця обгінної муфти.

Режими різання визначаються за “нормативами” для чорнового точіння поверхні ступені фланця з найбільшим діаметром. Розрахунок норми основного технологічного часу для поверхонь, що обточуються, виконується за формулою

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot V \cdot S}$$

Розрахунок норми основного технологічного часу на інші поверхні виконується за емпіричними формулами.

Основні вихідні дані для визначення режимів різання: робоче креслення деталі та розміри заготовки (при розгляді конкретної деталі приймаються припуски на обробку поверхні з попередньої роботи), підбирається верстат й обладнання для обробки; підбирається інструмент різальний та вимірювальний.

Креслення деталі подано на сторінці

Виріб : Фланець.

Заготовка: Круглий прокат діаметром 115 мм і довжиною 137,6 мм.

Матеріал: Сталь 45: $\sigma = 61 \cdot 10^7$ Па (граничний допуск міцності).

Назва операції: Обточка по діаметру шийки – чорнова з односторонньої установки.

В умовах одиничного та дрібносерійного виробництва для обробки доцільно використовувати універсальні токарно–гвинторізні верстати та універсальні пристрої. Вибір верстата диктується вимогами креслення деталі. В нашому випадку для обробки зовнішніх діаметрів корпуса вибираємо токарно–гвинторізний верстат 1К62, призначений для виконання різних токарних робіт.

Паспортні дані верстата:

- число обертів шпинделя n , об./хв: 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000;
- повздовжні подачі S мм/об.: 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,7; 1,9; 2,1; 2,3; 2,6; 2,8;
- найбільша допустима сила механізму повздовжньої подачі $P = 3600$ Н;

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- потужність електродвигуна $N_{\text{дв}} = 10$ кВт;
- потужність на шпинделі верстата $N_{\text{шп}} = 7,6$ кВт.

Заготовка встановлюється у трикулачковому самоцентрувальному патроні з підпиранням заднім центром. Радіальне биття не перевищує $0,07 \dots 0,015$ мм, що менше вимог робочого креслення. Для закріплення заготовки у деталі використовуємо 3-х кулачковий патрон і центр.

Для обробки поверхонь вибираємо упорні, прохідні та фасонні різці T15K6, що дають можливість отримати задану точність і необхідну шорсткість.

Пристосування: центри, хомутик.

Як вимірювальний інструмент використовуємо штангенциркуль ШЦ-I 0–150–0,05 ДСТУ EN ISO 13385-1:2018, мікрометри МК 50–75 ДСТУ EN ISO 3611:2022, МК 75–100 ДСТУ EN ISO 3611:2022, МК 100–125 ДСТУ EN ISO 3611:2022 [22, 23].

4.6. Вибір і розрахунок режимів різання

Визначення режимів різання виконуємо згідно з "Загальними машинобудівними нормативами режимів різання для технічного нормування робіт на метало ріжучих верстатах".

Визначаємо глибину різання t для $\varnothing 115$. Виходячи із припуску на чорнову обробку приймаємо глибину різання $t = 4$ мм на сторону.

Подача S для діаметра корпусу до 600 мм і глибини різання 4 мм буде рівною $S = 1,0 \dots 1,2$ мм/об. Порівнюючи з паспортними даними верстата приймаємо подачу $S = 1,1$ мм/об.

Швидкість різання при заданих параметрах $V_{\text{різ}} = 73$ м/хв

Перевіряємо силу подачі P_x . При $\sigma = 61$ кг/мм², $t = 4$ мм, $S = 1,1$ мм/об, швидкості різання $V_{\text{різ}} = 73$ м/хв для різця із кутом $\varphi = 45^\circ$ $P_x = 1860$ Н, тобто менше, ніж допустиме значення $P_x = 3600$ Н [24].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За встановленою швидкістю різання визначаємо частоту обертання n , об./хв, шпинделя верстата

$$n = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{73 \cdot 1000}{3,14 \cdot 115} = 202,16 \text{ об./хв}, \quad (5.3)$$

де D – діаметр заготовки, мм;

$V_{\text{різ}}$ – швидкість різання, м/хв.

Згідно з паспортними даними верстата приймаємо частоту обертання шпинделя $n = 200$ об./хв.

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 115 \cdot 200}{1000} = 72,22 \text{ м/хв} \quad (5.4)$$

Перевіряємо вибраний режим різання.

По даним таблиці "Потужність, спожита при різанні" при чорновій обточці сталі з $\sigma = 61 \text{ кг/мм}^2$, $t = 4 \text{ мм}$, $S = 1,1 \text{ мм/об}$, $V_{\phi} = 72,22 \text{ м/хв}$ потужність, необхідна для виконання обточування $N = 7,0 \text{ кВт}$, що нижче паспортних даних верстата [24].

Визначаємо машинний час T_m , хв, на виконання обточування

$$T_m = \frac{L \cdot z}{n \cdot S} \quad (5.5)$$

де L – довжина оброблюваної поверхні, мм;

z – кількість проходів;

S – подача, мм/об.

Операція 05 – відрізна. Машинний час T_m , хв, на операцію

$$T_m = 0,19 \cdot D^2 \cdot 10^{-3} = 0,19 \cdot 115^2 \cdot 10^{-3} = 2,51 \text{ хв} \quad (5.6)$$

Операція 10 – фрезерна. Машинний час T_m , хв, на операцію

$$T_m = 8 \cdot D \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 0,92 \text{ хв} \quad (5.7)$$

Операція 15 – центровочна. Машинний час T_m , хв, на операцію

$$T_m = z \cdot 0,52 \cdot d \cdot L \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 0,52 \cdot 5 \cdot 13,41 \cdot 10^{-3} = 0,07 \text{ хв}, \quad (5.8)$$

де L – довжина центрального отвору, мм $L = 13,41$;

d – діаметр центрального отвору, мм $d = 5$;

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

z – кількість центрових отворів, $z = 2$.

Операція 20 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чорнового точіння поверхні $\varnothing 52$ мм

$$T_m = \frac{66 \cdot 8}{200 \cdot 1,1} = 2,4 \text{ хв} \quad (5.9)$$

Операція 25 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чорнового точіння поверхні $\varnothing 107$ мм

$$T_m = \frac{81 \cdot 1}{200 \cdot 1,1} = 0,37 \text{ хв} \quad (5.10)$$

Операція 30 – свердлильна.

Машинний час T_m , хв, для свердління отвору $\varnothing 40$ мм

$$T_m = \frac{72 \cdot 1}{400 \cdot 0,2} = 0,9 \text{ хв} \quad (5.11)$$

Операція 35 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чорнового розточування поверхні $\varnothing 58$ мм

$$T_m = \frac{66 \cdot 3}{500 \cdot 0,52} = 0,76 \text{ хв} \quad (5.12)$$

Операція 40 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чистового розточування поверхні $\varnothing 60$ мм

$$T_m = \frac{66 \cdot 1}{500 \cdot 0,52} = 0,25 \text{ хв} \quad (5.13)$$

Операція 45 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чистового точіння поверхні $\varnothing 105$ мм

$$T_m = \frac{81 \cdot 1}{200 \cdot 1,1} = 0,37 \text{ хв} \quad (5.14)$$

Операція 50 – токарна.

Машинний час T_m , хв, для чистового точіння поверхні $\varnothing 50$ мм

$$T_m = \frac{66 \cdot 8}{200 \cdot 1,1} = 0,3 \text{ хв} \quad (5.15)$$

Операція 55 – фрезерна.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Машинний час T_m , хв, для фрезерування шпонкового пазу $14 \times 5,5 \times 50$ мм

$$T_m = \frac{L + l_i}{S_{хв}} \cdot i = \frac{50 + 7}{37,5} \cdot 2 = 3,04 \text{ хв}, \quad (5.16)$$

де L – довжина шпонковго пазу, мм $L = 50$;

l_i – величина врізання та перебігу фрези, мм $l_i = 7$;

$S_{хв}$ – хвилинна подача, мм/хв $S_{хв} = 37,5$;

i – кількість проходів, $i = 2$.

Сумарний машинний час $T_{m\sum}$, хв, на виконання операцій буде складатися із суми усіх знайдених вище значень машинного часу

$$T_{m\sum} = 2,51 + 0,92 + 0,07 + 2,4 + 0,37 + 0,9 + 0,76 + 0,25 + 0,37 + 0,3 + 3,04 = 10,77 \text{ хв} \quad (5.17)$$

Допоміжний час $T_{доп}$, хв, складає 30...50% від машинного часу

$$T_{доп} = 0,5 \cdot T_{m\sum} = 0,5 \cdot 10,77 = 5,39 \text{ хв} \quad (5.18)$$

Оперативний час $T_{опер}$, хв, – це сума машинного і допоміжного часу

$$T_{опер} = T_{m\sum} + T_{доп} = 10,77 + 5,39 = 16,16 \text{ хв} \quad (5.19)$$

Час на обслуговування робочого місця $T_{обсл}$, хв, складає 5% від оперативного часу

$$T_{обсл} = 0,05 \cdot T_{опер} = 0,05 \cdot 16,16 = 0,81 \text{ хв} \quad (5.20)$$

Тоді штучний час $T_{шт}$, хв, буде рівний

$$T_{шт} = T_{опер} + T_{обсл} = 16,16 + 0,81 = 16,97 \text{ хв} \quad (5.21)$$

Оформлення технологічної документації виконануємо за типовими формами маршрутних карт машинобудівного виробництва.

4.7. Оформлення технологічних документацій на технологічні процеси механічної обробки деталі

Для документування технологічних процесів використовують комплект спеціалізованих технологічних документів, до яких належать маршрутні карти,

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

операційні карти, маршрутно-операційні карти та карти технологічного процесу. Вибір виду документації залежить від особливостей виробництва, складності виробу та рівня деталізації технологічного процесу.

Залежно від умов виробництва застосовують маршрутний, операційний або маршрутно-операційний способи опису технологічного процесу. Для одиничного та серійного виробництва найбільш доцільним є використання маршрутно-операційної карти, яка поєднує інформацію про послідовність виконання операцій та їхній зміст.

У даній роботі технологічний процес виготовлення деталі оформлено у вигляді маршрутно-операційної карти. Така форма подання дозволяє відобразити повну послідовність технологічних операцій, зазначити необхідне обладнання, технологічне оснащення, різальний та вимірювальний інструмент, а також нормативи часу на виконання робіт.

Для впорядкування технологічного процесу операції нумеруються у встановленій послідовності з кроком п'ять одиниць (05, 10, 15, 20 тощо), що забезпечує можливість внесення додаткових операцій у разі потреби без порушення структури документа.

На основі розробленого технологічного процесу виготовлення деталі виконано оформлення маршрутно-операційної карти, яка є основним документом для організації та контролю процесу виробництва.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОДЕРНІЗОВАНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

5.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Під час експлуатації щокрової дробарки на працівників можуть впливати небезпечні та шкідливі виробничі фактори, пов'язані з роботою дробильного обладнання, електроприводу та допоміжних систем.

Основними небезпечними виробничими факторами є:

- наявність рухомих частин механізмів (маховиків, шківів, приводних ременів, шатунного механізму та рухомої щоки), контакт з якими може призвести до травмування працівника;
- можливість викиду частинок матеріалу із завантажувальної камери під час дроблення;
- падіння шматків гірської породи при завантаженні та розвантаженні дробарки;
- небезпека ураження електричним струмом у разі пошкодження ізоляції електрообладнання;
- можливість травмування під час виконання ремонтних та налагоджувальних робіт.

До шкідливих виробничих факторів належать:

- підвищений рівень шуму, що виникає внаслідок ударної взаємодії матеріалу з робочими органами дробарки;
- підвищена вібрація, яка передається на конструкцію машини та робоче місце оператора;
- запиленість повітря робочої зони продуктами дроблення;

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 5. Охорона праці та безпека	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн		Вірченко		19.06			70	5	
Перевір.						НУПП імені Юрія Кондратюка 2026			
Н. Контр.		Васильєв		19.06					
Затвер.		Орисенко		19.06					

- підвищені фізичні навантаження під час технічного обслуговування обладнання;
- несприятливі мікрокліматичні умови виробничих приміщень.

Запропонована модернізація дробарки передбачає використання допоміжного гідравлічного приводу для попереднього розгону рухомих мас перед увімкненням основного електродвигуна. Таке технічне рішення дозволяє зменшити динамічні навантаження на елементи приводу, знизити ударні навантаження під час пуску та підвищити безпеку експлуатації обладнання.

Для забезпечення безпечних умов праці необхідно застосовувати захисні огороження рухомих частин, систему аварійної зупинки, засоби індивідуального захисту органів слуху та дихання, а також проводити регулярний контроль технічного стану обладнання [28].

5.2. Заходи безпеки під час експлуатації модернізованої щоклової дробарки

Безпечна експлуатація щоклової дробарки забезпечується комплексом організаційних і технічних заходів, спрямованих на запобігання травмуванню персоналу та виникненню аварійних ситуацій [25].

Перед початком роботи оператор повинен перевірити справність електрообладнання, цілісність захисних огорожень, наявність заземлення та працездатність системи аварійної зупинки. Пуск дробарки допускається лише за відсутності сторонніх предметів у робочій зоні та після візуального огляду вузлів приводу.

Особливу увагу необхідно приділяти захисту від контакту з рухомими елементами машини. Маховики, ремінні передачі, муфти та інші елементи приводу повинні бути закриті стаціонарними захисними кожухами, що унеможливають випадковий доступ працівника до небезпечних зон під час роботи обладнання [29].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Завантаження матеріалу до дробарки необхідно здійснювати рівномірно, не допускаючи потрапляння металевих предметів та перевантаження робочої камери. Видалення застряглих шматків матеріалу дозволяється виконувати лише після повної зупинки машини та відключення її від джерела живлення.

Для захисту персоналу від підвищеного рівня шуму та запиленості працівники повинні використовувати засоби індивідуального захисту: захисні навушники або протишумові вкладиші, захисні окуляри та респіратори відповідного класу захисту. Під час виконання ремонтних робіт необхідно застосовувати захисні рукавиці та спеціальний робочий одяг.

У модернізованій конструкції передбачено використання допоміжного гідравлічного приводу для попереднього розгону рухомих мас дробарки. Застосування такого технічного рішення сприяє зменшенню динамічних навантажень у момент пуску, знижує ймовірність пошкодження елементів приводу та підвищує надійність роботи обладнання.

Технічне обслуговування, регулювання та ремонт дробарки повинні виконуватися тільки після повної зупинки механізмів, відключення електроживлення та вжиття заходів, що виключають випадковий запуск обладнання. Дотримання зазначених вимог дозволяє забезпечити безпечні умови праці та зменшити ризик виникнення виробничого травматизму.

5.3 Розрахунок необхідного зниження шуму на робочому місці оператора

Під час роботи щоклової дробарки виникає значний шум, джерелами якого є процес руйнування матеріалу, удари шматків породи об робочі поверхні, а також робота привідного механізму. Тривалий вплив підвищеного шуму негативно впливає на працездатність персоналу та може спричиняти професійні захворювання органів слуху.

Для модернізованої щоклової дробарки з потужністю електродвигуна 15 кВт, частотою обертання ексцентрикового вала $5,9 \text{ с}^{-1}$ та продуктивністю 14

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

м³/год приймаємо рівень шуму в робочій зоні на рівні 95 дБА, що відповідає характерним значенням для дробильного обладнання аналогічного призначення.

Допустимий рівень шуму на постійному робочому місці оператора становить $L_{\text{доп}} = 80$ дБ [27].

Необхідне зниження шуму визначається за формулою:

$$\Delta L = L_{\text{ф}} - L_{\text{доп}} = 95 - 80 = 15 \text{ дБ}, \quad (6.1)$$

де $L_{\text{ф}}$ – фактичний рівень шуму, дБ;

де $L_{\text{доп}}$ – допустимий рівень шуму, дБ;

Отже, для забезпечення нормативних умов праці необхідно знизити рівень шуму на робочому місці оператора щонайменше на 15 дБ.

Зниження шумового навантаження може бути досягнуте шляхом застосування комплексу технічних та організаційних заходів:

- встановлення захисних кожухів на елементах приводу;
- використання пружних віброізолюючих опор;
- своєчасного технічного обслуговування механізмів;
- застосування протишумових навушників або вкладишів із рівнем шумопоглинання не менше 15–20 дБ.

Використання зазначених заходів забезпечує дотримання нормативних вимог щодо шуму на робочому місці та підвищує безпеку праці під час експлуатації модернізованої щоквої дробарки.

5.4. Розрахунок штучного освітлення ремонтної дільниці

Для забезпечення безпечного виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту модернізованої щоквої дробарки необхідно створити нормативний рівень освітленості робочої зони. Для розрахунку приймається ремонтна дільниця розміром 6×4 м, що забезпечує розміщення дробарки та зону її обслуговування.

Площа ремонтної дільниці становить:

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S = a \cdot b = 6 \cdot 4 = 24 \text{ м}^2 \quad (6.2)$$

де a – довжина приміщення, м;

b – ширина приміщення, м.

Для ремонтних робіт приймаємо нормовану освітленість $E = 300$ лк.

Кількість світильників визначається методом коефіцієнта використання світлового потоку:

$$N = \frac{E \cdot S \cdot k \cdot z}{F \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 24 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{5000 \cdot 0,6} = 3,96, \quad (6.3)$$

де: N – необхідна кількість світильників;

E – нормована освітленість, лк;

S – площа приміщення, м²;

$k = 1,5$ – коефіцієнт запасу;

$z = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності освітлення;

$F = 5000$ лм – світловий потік одного світлодіодного світильника;

$\eta = 0,6$ – коефіцієнт використання світлового потоку.

Приймаємо $N = 4$.

Отже, для забезпечення нормативного освітлення ремонтної ділянки необхідно встановити чотири світлодіодні світильники зі світловим потоком приблизно 5000 лм кожний.

Застосування розрахованої системи освітлення забезпечить належну видимість робочих поверхонь, підвищить безпеку виконання ремонтних операцій та знизить вірогідність виробничого травматизму [26].

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У бакалаврській роботі розглянуто питання підвищення ефективності експлуатації щокової каменедробарки шляхом удосконалення її пускового режиму. Проведений аналіз сучасного стану будівельної та гірничо-переробної галузей показав, що в умовах масштабної відбудови України суттєво зростає потреба у виробництві якісного щебню для виготовлення бетонів, асфальтобетонних сумішей та інших будівельних матеріалів. У зв'язку з цим особливого значення набуває підвищення надійності та продуктивності обладнання первинного дроблення.

У роботі виконано огляд та порівняльний аналіз основних типів дробильного обладнання, зокрема конусних, валкових, роторних і щокових дробарок. Встановлено, що щокові дробарки залишаються найбільш поширеними машинами для первинного дроблення гірських порід завдяки простоті конструкції, високій надійності, ремонтпридатності та здатності працювати з матеріалами різної міцності й абразивності.

Проведено аналіз конструктивних особливостей щокових дробарок із простим та складним рухом щоки, розглянуто їхні переваги, недоліки та особливості кінематичних схем. На основі виконаних розрахунків визначено основні геометричні, кінематичні та енергетичні параметри дробарки, що забезпечують продуктивність $14 \text{ м}^3/\text{год}$ при потужності приводу 15 кВт .

Особливу увагу приділено дослідженню існуючих способів полегшення пуску дробильного обладнання. Аналіз показав, що застосування частотних перетворювачів, пристроїв плавного пуску, гідромуфт та фрикційних муфт дозволяє зменшити навантаження на привод, проте такі рішення мають певні технічні та економічні обмеження.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ		
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Висновки		
Розроб.	Колодочка		<i>AS</i>	19.06			
Керівн	Вірченко		<i>ВВ</i>	19.06			
Перевір.							
Н. Контр.	Васильєв		<i>ВВ</i>	19.06			
Затвер.	Орисенко		<i>ОО</i>	19.06			
					Літ..	Аркуш	Аркушів
						75	2
					НУПІ імені Юрія Кондратюка 2026		

На підставі проведеного аналізу запропоновано конструктивне рішення у вигляді допоміжного гідроприводного вузла. Запропонована конструкція забезпечує попередній розгін системи через існуючу клинопасову передачу до ввімкнення основного електродвигуна, що дозволяє знизити пускові навантаження, підвищити надійність роботи приводу та покращити умови експлуатації дробарки.

У технологічній частині роботи розроблено технологічний процес виготовлення деталей обгінної муфти та визначено необхідні операції механічної обробки. У графічній частині виконано складальне креслення щокової дробарки, деталювання елементів пускового вузла та гідравлічну принципову схему.

У розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, виконано розрахунок вібраційного навантаження, необхідного зниження шуму та штучного освітлення ремонтної ділянки. Запропоновані технічні й організаційні заходи забезпечують відповідність умов праці чинним нормативним вимогам.

Отже, поставлена мета бакалаврської роботи досягнута. Запропоноване технічне рішення дозволяє підвищити ефективність та надійність експлуатації щокової каменедробарки, зменшити навантаження на приводний електродвигун під час запуску та створює передумови для подальшого вдосконалення дробильного обладнання.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Світовий банк. Оновлена оцінка потреб України на відновлення та відбудову [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.worldbank.org/uk/news/press-release/2026/02/23/updated-ukraine-recovery-and-reconstruction-needs-assessment-released>
2. Дворкін Л. Й., Лаповська С. Д. Будівельне матеріалознавство. – Рівне : НУВГП, 2016. – 448 с. – Режим доступу: <http://ep3.nuwm.edu.ua/4741/>
3. Державна служба геології та надр України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.geo.gov.ua/>
4. ISO 19595:2017. Natural aggregates for concrete. – Geneva : International Organization for Standardization (ISO), 2017. – 14 p.
5. Державна служба статистики України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://stat.gov.ua/>
6. Рудопідготовка (дроблення, подрібнення, класифікація) : монографія / М. І. Сокур [та ін.] ; Кременч. нац. ун-т ім. М. Остроградського. – Кременчук : Щербатих О. В., 2020. – 494 с.
7. ДСТУ EN 206:2022. Бетон. Специфікація, продуктивність, виробництво та відповідність. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 124 с.
8. ДСТУ Б В.2.7-119:2011. Суміші асфальтобетонні дорожні та асфальтобетон. Технічні умови. – Київ : Мінрегіон України, 2012. – 47 с.
9. Будівельна техніка : навч. посіб. / О. Г. Онищенко, В. М. Помазан. – К. : Урожай, 1999. – 304 с. : іл.
10. ДСТУ EN 12620:2013. Заповнювачі для бетону. – Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. – 52 с.
11. Emotron. Crushers Application [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.emotron.com/application/crushers/>

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Література	Літ..	Аркуш	Аркушів	
Розроб.		Колодочка		19.06					
Керівн		Вірченко		19.06			77	5	
Перевір.									
Н. Контр.		Васильєв		19.06					
Затвер.		Орисенко		19.06		НУП імені Юрія Кондратюка 2026			

12. Schneider Electric. Soft starters FAQ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.se.com/ww/en/faqs/FA121904/>
13. Tsubaki. Fluid Couplings [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.tsubaki.eu/products/power-transmission-products/fluid-couplings/>
14. Circuit Globe. Star Delta Starter [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://circuitglobe.com/star-delta-starter.html>
15. WCE. Online Soft Starter for Crusher [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.wceacdrive.com/online-soft-starter-for-crusher.html>
16. IronCraft. How to Properly Adjust & Maintain Your PTO Slip Clutch [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.ironcraftusa.com/guides/slip-clutch/>
17. Шелюк О. Д. Дробарка щоквадратна зі складним хитанням щоквадратна з модернізацією щоквадратна : дипломний проєкт на здобуття ступеня бакалавра зі спеціальності 6.050502 «Інженерна механіка» / О. Д. Шелюк ; Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – Київ, 2019. – 110 с.
18. Методичні рекомендації до виконання курсового проєкта із курсу : «Деталі машин» для студентів спеціальностей: 133 – Галузеве машинобудування; 274 – Автомобільний транспорт. – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2023. – 16 с.
19. Методичні вказівки до виконання курсового проєкту (курсової, розрахунково-графічної роботи) із дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» для здобувачів вищої освіти спеціальності 274-Автомобільний транспорт, 133- Галузеве машинобудування, усіх форм навчання. – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2022. – 62 с.
20. ДСТУ 7809:2015. Прокат сортовий, калібрований зі спеціальним обробленням поверхні з вуглецевої якісної конструкційної сталі. Загальні технічні умови. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 18 с.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21. ДСТУ EN 10060:2014. Прутки сталеві гарячекатані круглі загального призначення. Допуски на розміри та форму (EN 10060:2003, IDT). – Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. – 16 с.

22. ДСТУ EN ISO 13385-1:2018. Технічні вимоги до геометричних параметрів продукції (GPS). Прилади для лінійних та кутових вимірювань. Частина 1. Штангенциркулі. Проектні та метрологічні характеристики (EN ISO 13385-1:2011, IDT; ISO 13385-1:2011, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. – 38 с.

23. ДСТУ EN ISO 3611:2022. Геометричні специфікації виробу (GPS). Обладнання для вимірювання розмірів. Мікрометри для зовнішніх вимірювань. Конструкція та метрологічні характеристики (EN ISO 3611:2010, IDT; ISO 3611:2010, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. – 26 с.

24. Методичні рекомендації до практичних занять із дисципліни «Основи технології виробництва та ремонту будівельних машин» для здобувачів вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування усіх форм навчання. / Укл.: Б.О. Коробко, І.А. Рогозін. – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2023. – 32 с.

25. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-ХІІ. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>

26. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. – Київ : Мінрегіон України, 2018. – 133 с.

27. ДСН 3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – Київ : МОЗ України, 1999. – 29 с.

28. НПАОП 0.00-7.17-18. Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці. – Київ : Держпраці України, 2018.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

29. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи конструювання. Оцінювання ризику та зниження ризику (EN ISO 12100:2010, IDT; ISO 12100:2010, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.

30. ДСТУ EN 10060:2014. Прутки сталеві гарячекатані круглі загального призначення. Допуски на розміри та форму (EN 10060:2003, IDT). – Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. – 16 с.

31. ДСТУ EN ISO 13385-1:2018. Технічні вимоги до геометричних параметрів продукції (GPS). Прилади для лінійних та кутових вимірювань. Частина 1. Штангенциркулі. Проектні та метрологічні характеристики (EN ISO 13385-1:2011, IDT; ISO 13385-1:2011, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. – 38 с.

32. ДСТУ EN ISO 3611:2022. Геометричні специфікації виробу (GPS). Обладнання для вимірювання розмірів. Мікрометри для зовнішніх вимірювань. Конструкція та метрологічні характеристики (EN ISO 3611:2010, IDT; ISO 3611:2010, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. – 26 с.

33. Методичні рекомендації до практичних занять із дисципліни «Основи технології виробництва та ремонту будівельних машин» для здобувачів вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування усіх форм навчання. / Укл.: Б.О. Коробко, І.А. Рогозін. – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2023. – 32 с.

34. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-ХІІ. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>

35. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. – Київ : Мінрегіон України, 2018. – 133 с.

36. ДСН 3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – Київ : МОЗ України, 1999. – 29 с.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

37. НПАОП 0.00-7.17-18. Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому місці. – Київ : Держпраці України, 2018.

38. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи конструювання. Оцінювання ризику та зниження ризику (EN ISO 12100:2010, IDT; ISO 12100:2010, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.

					ГММ.401–ММ.008–00.00.000.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

Перв. заст.		Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Примітка
						Документація	
		A3			ГММ.401-ММ.008-02.03.000 СК	Складальне креслення	
						Деталі	
		A3	1		ГММ.401-ММ.008-02.03.001	Фланець вхідний	1
		A3	2		ГММ.401-ММ.008-02.03.002	Фланець вихідний	1
			4		ГММ.401-ММ.008-02.03.004	Опорне кільце	2
			5		ГММ.401-ММ.008-02.03.005	Ролик	5
						Стандартні вироби	
			3			Кільце стопорне 75 DIN 472	1
Підп. і дата							
Зам. інв. №							
Інв. № оди.							
Підп. і дата							
Інв. № ориг.							
		Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	ГММ.401-ММ.008-02.03.000	
		Розроб.	Колодачка	Р	19.06	Муфта одгінна	
		Перев.	Вірченко	В	19.06		
		Тех.контр.	Васильєв	В	19.06		
		Н.контр.	Васильєв	В	19.06		
		Затв.	Орисенко	О	19.06		
		Літ.	Лист	Листів			
		Н	1	1			
		НУП				2026	